



TUGAS AKHIR - TM 141585

**STUDI EKSPERIMEN VARIASI BEBAN
PENDINGINAN PADA EVAPORATOR
TERHADAP PERFORMASI MESIN PENDINGIN
DIFUSI ABSORBSI DENGAN PASANGAN
REFRIGERAN R22 - DMF**

Akhmad Syukri Maulana
NRP. 2112106044

Dosen Pembimbing
Ary Bachtiar Krisna Putra, ST., MT., P.hD

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh November
Surabaya, 2015



FINAL PROJECT - TM 141585

**EXPERIMENTAL STUDY OF COOLING LOAD
VARIATION ON EVAPORATOR DIFFUSION
ABSORPTION REFRIGERATION R22 - DMF**

Akhmad Syukri Maulana
NRP. 2112106044

Academic Supervisor
Ary Bachtiar Krisna Putra, ST., MT., P.hD

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh November Institute of Technology
Surabaya, 2015

LEMBAR PENGESAHAN

STUDI EKSPERIMEN VARIASI BEBAN PENDINGINAN PADA EVAPORATOR MESIN PENDINGIN DIFUSI ABSORBSI R22 – DMF

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Akhmad Syukri Maulana

NRP. 2112 106 044

Disetujui oleh Tim Pembimbing Tugas Akhir :

1. Ary Bachtiar KP ST., MT., Ph.D. (Pembimbing)
(NIP. 197105241997021001)
2. Prof. Dr. Ir. Djamiko Ichsan, M. Eng (Penguji I)
(NIP. 19531019179031003)
3. Ir. Sudjud Darsopuspito., MT (Penguji II)
(NIP. 194908291976031002)

**SURABAYA
JANUARI, 2015**

STUDI EKSPERIMEN VARIASI BEBAN PENDINGINAN PADA EVAPORATOR TERHADAP PERFORMASI MESIN PENDINGIN DIFUSI ABSORBSI DENGAN PASANGAN REFRIGERAN R22 - DMF

Nama Mahasiswa : Akhmad Syukri Maulana
NRP : 2112 106 044
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Ary Bachtiar K.P.,ST.,MT.,Ph.D

ABSTRAK

Indonesia merupakan negara dengan iklim tropis, sehingga lebih dibutuhkan sistem pendingin daripada sistem pemanas. Salah satu teknologi pendinginan yang dapat digunakan adalah DAR (Diffusion Absorbition refrigeration) atau refrijerasi difusi absorpsi. Berbeda dengan sistem kompresi uap, sistem refrigerasi difusi absorpsi tidak menggunakan kompresor, namun menggunakan generator sebagai penggantinya, sehingga tidak membutuhkan kerja, melainkan membutuhkan kalor. Namun seiring waktu, sistem pendingin absorpsi mulai ditinggalkan karena memiliki COP (Coefficient Of Performance) yang relatif kecil.

Eksperimen dilakukan dengan menggunakan peralatan DAR yang berada di jurusan Teknik Mesin ITS. Pada penelitian kali ini pasangan refrijeran dan absorben yang digunakan adalah R-22 dan DMF (Dhymethyl formamyde) dengan konsentrasi R-22 sebesar 60%. Penelitian dilakukan dengan memvariasikan beban pendinginan pada kabin evaporator dengan memasang heater elektrik yang dilengkapi dengan voltage regulator dimana beban dari generator dijaga konstan pada temperatur 130°C dan debit thermal oil 6 liter/jam. Terdapat tiga variasi beban pendinginan yang akan dilakukan yaitu beban pertama dengan mengkondisikan beban heater electric 0 watt (tanpa beban), beban kedua dengan beban 7,84 watt, dan beban ketiga 15,68 watt. Kemudian akan dilakukan pengukuran temperatur dan

tekanan pada beberapa titik pengukuran agar dapat dilakukan perhitungan pengaruh variasi beban pendinginan terhadap performansi sistem pendingin difusi absorpsi.

Hasil yang diperoleh dari pengujian beban pendinginan pada evaporator, yaitu semakin tinggi beban pendinginan maka COP dari sistem pendingin akan semakin tinggi. Adapun hasil performa optimum yang didapatkan antara lain: Q_{gen} adalah 337.417 watt, laju alir massa refrijeran (\dot{m}_{ref}) optimum adalah 0.679 gram/s. Panas yang dibuang kondensor (Q_{cond}) optimum 132.026 Watt. Panas yang diserap evaporator (Q_{evap}) optimum adalah 130.604 Watt. Coefficient Of Performance (COP) optimum 0.398.

Kata kunci : DAR , R-22, DMF, Performansi, COP, Beban Pendinginan, Evaporator

EKSPERIMENTAL STUDY OF COOLING LOAD ON EVAPORATOR DIFFUSION ABSORPTION REFRIGERATION WITH PAIR OF REFRIGERANT R22- DMF

Student Name : Akhmad Syukri Maulana
NRP : 2112 106 044
Department : Teknik Mesin FTI-ITS
Academic Advisor : Ary Bachtiar K.P.,ST.,MT.,Ph.D

ABSTRACT

Indonesia is a country with tropical climate, therefore indonesian need refrigeration system much more than heat system. One of system refrigeration system that can be used is Diffusion Absorption Refrigeration system (DAR). There is a contrast differ between DAR and Vapour Compression Refrigeration (VCR). In DAR, there's no compressor, but use generator. DAR have lower COP than VCR.

On this eksperiment, we use R22 as refrigerant, and DMF (Dhymethyformamyde) as absorbent, with 60% concentration of R22. On this eksperiment, we use heater as cooling load with three variation of cooling load, 0 watt, 7,84 watt, and 15,68 watt, which load of generator keep constan on temperature 130°C and flowrate of thermal oil 6 litre/hours. Then, measure temperature in 8 point of measurement and 3 point of pressure measurement..

Conclusion that we get from this eksperiment, higher cooling load can make higher cooling capacity, which can higher COP too. Optimal performance occurs in third cooling load (15,68 watt, with data: Q_{gen} is 337.417 watt, mass flow rate of refrigerant (\dot{m}_{ref}) optimum is 0.679 gram/s. Heat rejection of condensor (Q_{cond}) optimum 132.026 Watt. Heat absorbtion of evaporator (Q_{evap}) optimum is 130.604 Watt, and Coefficient Of Performance (COP) optimum 0.398.

Keyword : DAR , R-22, DMF, Performance, COP, Cooling Load, Evaporator

KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur kami panjatkan kehadirat Allah SWT atas limpahan rahmat dan hidayah-Nya, sehingga tugas akhir tentang:

“STUDI EKSPERIMEN VARIASI BEBAN PENDINGINAN PADA EVAPORATOR MESIN PENDINGIN DIFUSI ABSORPSI R22-DMF”

dapat terselesaikan. Laporan ini disusun sebagai salah satu persyaratan untuk meraih gelar Sarjana pada Jurusan Teknik Mesin.

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini, penulis berusaha menerapkan ilmu yang didapat selama menjalani perkuliahan di Teknik Mesin. Kiranya penulis tidak akan mampu menyelesaikan Tugas Akhir ini tanpa bantuan, saran, dukungan dan motivasi dari berbagai pihak. Oleh karena itu penulis menyampaikan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Ir. Bambang Pramujati, MSc.Eng, P.hD, selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin ITS Surabaya.
2. Bapak Ary Bachtiar Khrisna Putra., ST., MT., Ph.D selaku dosen pembimbing, yang telah meluangkan waktu, tenaga dan pikiran untuk memberikan ide, arahan, bimbingan dan motivasi selama pengerjaan Tugas Akhir ini serta tak lupa juga kesabarannya yang sangat besar.
3. Bapak Prof. Dr. Ir. Djamiko Ichسانی, M. Eng dan Bapak Ir. Sudjud Darsopuspito., MT selaku dosen penguji atas semua kritik dan saran demi kesempurnaan tugas akhir ini.
4. Ayah Pitrajaya, Ibu Nurlina , dan adik-adikku Dila dan Aleh atas doa, perhatian dan dukungan baik moril maupun materiil yang telah diberikan.

5. Segenap Bapak/Ibu Dosen Pengajar dan Karyawan di Jurusan S1 Teknik Mesin ITS 2010-2012, yang telah memberikan banyak ilmu.
6. Keluarga besar Lab. Pendingin Teknik Mesin FTI-ITS: Pak Minto, Mas Erdin, partner Tugas Akhir Denis Aryanto, para team Cascade, Team audit energi dan penghuni Lab Pendingin lainnya terima kasih atas kerjasama dan bantuan yang telah diberikan sehingga tugas akhir ini bisa terselesaikan dengan baik.
8. Teman-teman seperjuangan LJ Teknik Mesin 2012
9. Teman-teman kontrakan Denis, Randi, Restu, Uji, Wawan, Deni dan Asep yang selalu membantu dan berbagi canda ketika penulis mengalami kesulitan.
10. Teman – teman dan Keluarga ISBA Surabaya yang memberikan semangat dan doa.

Penulis menyadari sepenuhnya, bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna, sehingga penulis mengharapkan adanya kritik dan saran dari berbagai pihak, yang dapat mengembangkan Tugas Akhir ini menjadi lebih baik. Semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi pihak yang membutuhkan.

Surabaya, Januari 2015

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL INDONESIA.....	i
HALAMAN JUDUL INGGRIS	ii
LEMBAR PENGESAHAN.....	v
ABSTRAK	vii
ABSTRACT	ix
KATA PENGANTAR.....	xi
DAFTAR ISI	xiii
DAFTAR GAMBAR	xvii
DAFTAR TABEL	xxi
BAB I	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	3
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat Hasil Penelitian	4
BAB II	5
2.1. Tinjauan Pustaka	5
2.1.1. Refrigerasi Difusi Absorpsi.....	5
2.1.2. Siklus Refrigerasi Difusi Absorpsi.....	6
2.1.3. Penelitian Terdahulu.....	9
2.2. Karakteristik Refrigeran dan Absorben.....	13
2.2.1. Properties R22 dan DMF	14

2.2.2.	Konsentrasi R22 dan DMF.....	16
2.3.	Parameter Perhitungan Sistem Refrigerasi Difusi Absorbsi	18
2.3.1.	Entalpi Refrigeran R22 dan Campuran R22-DMF 18	
2.3.2.	Kalor yang diserap pada Generator	21
2.3.3.	Kapasitas Pendinginan pada Evaporator	22
2.3.4.	Pengaruh Beban Pendinginan pada Kabin.....	23
2.3.5.	Laju Aliran Massa Refrigeran	26
2.4.	Performasi Sistem Refrigerasi Difusi Absorbsi	29
2.4.1.	COP (Coefficient of Performance).....	29
BAB III	33
3.1.	Proses Penelitian Secara Garis Besar	33
3.2.	Sistematika penelitian.....	33
3.3.	Skema dan Peralatan	34
3.3.1.	Skema Sistem Pendingin Difusi Absorbsi.....	34
3.3.2.	Peralatan Penunjang Penelitian	34
3.4.	Prosedur Pengisian Sistem DAR.....	37
3.5.	Parameter yang Diukur.....	40
3.6.	Prosedur Pengambilan Data	42
3.7.	Prosedur Pengujian.....	43
3.7.1.	Tahap Persiapan	43
3.7.2.	Tahap Pengambilan Data.....	44
3.7.3.	Tahap Akhir.....	44
BAB IV	47
4.1.	Data Hasil Perhitungan.....	47

4.2.	Perhitungan Data	47
4.2.1.	Nilai Konsentrasi Weak Solution	48
4.2.2.	Nilai Entalpi di Setiap Titik.....	50
4.2.3.	Laju Aliran Massa	54
4.2.4.	Kapasitas Pendinginan	56
4.2.5.	Kalor yang Diserap Generator.....	56
4.2.6.	Coeffisient of Performance.....	56
4.3.	Tekanan Parsial di Evaporator	57
4.4.	Pembahasan Grafik.....	58
4.4.1.	Temperatur kabin pada Beban Pendinginan.....	58
4.4.2.	m Refrigeran pada Beban Pendinginan.....	59
4.4.3.	Q evaporator fungsi beban pendinginan.....	62
4.4.4.	Q kondensor pada beban pendinginan.....	65
4.4.5.	Q generator pada variasi beban pendinginan.....	69
4.4.6.	COP fungsi beban pendinginan	71
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		75
5.1	Kesimpulan.....	75
5.2	Saran.....	75
DAFTAR PUSTAKA.....		77
LAMPIRAN.....		78

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 <i>Physical Properties</i> dari Chlorodifluoromethane (R-22 atau HCFC-22).....	14
Tabel 2.2 <i>Physical Properties</i> dari Dimethylformamide (DMF).....	16
Tabel 2.3 Nilai dari koefisien F_0 , F_1 , F_2 berdasarkan pasangan refrigerannya dan absorben	19
Tabel 2.4 Nilai dari koefisien perhitungan entalpi campuran berdasarkan pasangan refrigerannya.....	21
Tabel 4.1 Nilai Koefisien F_0 , F_1 , dan F_2 untuk pasangan refrijeran R22 dan DMF.....	51

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Skema Refrigerasi Absorpsi Difusi Amonia-Air Produksi Electrolux.....	5
Gambar 2.2 Skema Sistem DAR R22-DMF	8
Gambar 2.3 diagram T-s Untuk proses R22 murni.....	8
Gambar 2.4 (a) Siklus DAR 1 ((b) Siklus DAR.....	9
Gambar 2.5 Instalasi Sistem Refrigerasi Difusi Absorpsi.	10
Gambar 2.6 Diagram p-T Larutan R22-DMF	18
Gambar 2.7 Volume atur pada generator.....	22
Gambar 2.8 Volume atur pada evaporator.....	23
Gambar 2.9 Skema Pemanasan pada Kabin.....	24
Gambar 2.10 Skema Perpindahan Panas pada Kabin dan Evaporator.....	25
Gambar 2.11 Skema Volume Atur dari Kondensator..	28
Gambar 2.12 Daur refrigerasi oleh kalor kombinasi daur daya dan daur refrigerasi.....	30
Gambar 3.1 flowchart sistematika penelitian.....	34
Gambar 3.2 Pompa vakum.....	35
Gambar 3.3 Timbangan Digital	36

Gambar 3.4 Alat Injeksi.....	36
Gambar 3.5 Flowchart prosedur pengisian sistem DAR.....	39
Gambar 3.6. Skema parameter yang diukur.....	42
Gambar 3.7 Flowchart prosedur pengambilan data.....	43
Gambar 4.1 Penggunaan diagram P-T-X campuran R22-DMF dalam menentukan konsentrasi weak solution.....	49
Gambar 4.2 Grafik temperatur kabin terhadap fungsi waktu pada ketiga beban pendinginan....	58
Gambar 4.3 Grafik \dot{m}_{ref} terhadap fungsi waktu pada ketiga beban pendinginan.....	60
Gambar 4.4 Grafik \dot{m}_{ref} terhadap fungsi beban pendinginan pada keadaan: (a) unsteady dan (b) steady.....	61
Gambar 4.5 Grafik Q evaporator terhadap fungsi waktu pada ketiga beban pendinginan.....	63
Gambar 4.6 grafik Q evaporator terhadap fungsi beban pendinginan pada keadaan: (a)unsteady dan (b)steady.....	64
Gambar 4.7 Grafik Q kondensor terhadap fungsi waktu pada ketiga beban pendinginan.....	66
Gambar 4.8 grafik Q kondensor terhadap fungsi beban pendinginan pada keadaan: (a)unsteady dan (b)steady.....	67

Gambar 4.9 Grafik Q generator terhadap fungsi waktu pada tiga beban pendinginan.....	69
Gambar 4.10 grafik Q generator terhadap fungsi beban pendinginan.....	70
Gambar 4.11 Grafik COP terhadap fungsi waktu pada tiga beban pendinginan.....	71
Gambar 4.12 grafik COP terhadap fungsi beban pendinginan pada keadaan: (a)unsteady dan (b)steady.....	72

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Indonesia merupakan daerah tropis dimana cuaca yang dominan terjadi merupakan cuaca panas. Sehingga banyak dibutuhkan lebih banyak mesin pendingin daripada pemanas ruangan. Sistem pendinginan banyak ditemukan di hotel-hotel, mall, industri, maupun keperluan rumah tangga. Sistem pendinginan juga digunakan untuk menjaga keamanan (*safety*) pada sistem pembangkit listrik pada saat beroperasi.

Pada tahun 1922 dua orang peneliti berkebangsaan swedia, Baltzar Von Platen dan Carl Munters menemukan sistem pendingin yang menggunakan pemanas elektrik atau pembakaran gas untuk energi pengoperasiannya. Sistem pendinginan ini menggunakan siklus DAR (*diffusion Absorbtion Refrigeration*). Berbeda dengan sistem pendinginan VCR (*Vapour Compresssion Refrigeration*) yang pada umumnya digunakan, siklus DAR tidak menggunakan komponen kompressor pada penggunaannya, namun fungsi kompressor digantikan dengan absorber dan generator.

Pada penggunaannya, siklus DAR menggunakan pasangan refrigeran-absorben amonia-air dan air-lithiumbromida. Pada siklus DAR semua siklus terjadi secara natural tanpa kerja paksa dari kompresor. Hal ini dikarenakan refrigeran yang bertekanan parsial rendah pada evaporator didapatkan dari bantuan hidrogen sebagai gas *inert* yang tidak ikut bereaksi. Gas hidrogen ini berfungsi untuk mengendalikan tekanan total fluida di dalam *evaporator* agar sama dengan tekanan total pada komponen lainnya.

Sekarang sistem pendinginan dengan siklus DAR sudah banyak ditinggalkan karena memiliki nilai COP (*Coeffisient of Performance*) yang jauh lebih kecil jika dibandingkan dengan siklus VCR. Karena itu dibutuhkan waktu yang relatif lama untuk proses pendinginannya. Selain itu, absorber atau amonia yang digunakan juga bersifat *korosif*. Karena itu siklus DAR kurang cocok digunakan untuk penggunaan rumah tangga.

Dalam tugas akhir ini diharapkan dapat mengangkat kembali siklus pendinginan DAR dengan upaya meningkatkan COP dan mengganti pasangan refrigeran dengan R22 dan DMF (*dimethyl Formamide*). R22 memiliki sifat fisika dan termal yang baik sebagai refrigeran, stabil, tidak mudah terbakar, tidak beracun dan kompatibel terhadap sebagian besar bahan komponen (biasanya tembaga) dalam sistem refrigerasi. Dan DMF memiliki daya larut yang tinggi dan titik didih yang tinggi pula, sehingga DMF tidak ikut menguap di generator dan tidak mengurangi kemampuan pendinginan di evaporator.

1.2 Rumusan Masalah

Refrigerasi absorpsi merupakan lingkup yang cukup luas untuk diteliti. Untuk itulah pada tugas akhir ini diambil beberapa permasalahan utama, diantaranya yaitu:

1. Bagaimana pengaruh variasi beban pendinginan di evaporator terhadap performa sistem pendingin difusi absorpsi.
2. Bagaimana beban pendinginan optimum pada sistem pendingin difusi absorpsi.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini antara lain :

1. Mengetahui pengaruh variasi beban pendinginan pada evaporator terhadap peformasi sistem pendinginan absorpsi.
2. Mengetahui beban pendinginan optimum pada evaporator pada sistem pendinginan absorpsi.

1.4 Batasan Masalah

Batasan dalam pembahasan tugas akhir ini terdapat beberapa batasan yang diambil guna menjaga alur permasalahan inti, diantaranya adalah:

1. Analisa siklus yang digunakan adalah siklus DAR 1.
2. Pasangan refrigerant yang digunakan R22-DMF dengan gas bantu hidrogen.
3. Konsentrasi dari R22 yang digunakan sebesar 60%.
4. Sistem beroperasi pada kondisi tunak (*steady state*).
5. Perubahan energi kinetik dan potensial serta efek radiasi sangat kecil sehingga dapat diabaikan.
6. Tidak memperhitungkan rugi-rugi yang terjadi di sepanjang pipa.
7. Tidak melibatkan hidrogen dalam persamaan kesetimbangan energi karena hidrogen tidak bereaksi dan efek pemanasan / pendinginan yang ditimbulkan kecil.
8. Tidak menganalisa secara kimia perubahan-perubahan yang terjadi pada fluida larutan dan refrigeran.
9. Refrigeran keluar *evaporator* dalam fase uap jenuh dan fluida yang memasuki kondensor murni R22.
10. Tekanan total sistem yang diukur adalah tekanan dari R22, DMF dan hidrogen.

1.5 Manfaat Hasil Penelitian

Dari hasil penelitian, manfaat yang akan didapatkan antara lain sebagai berikut:

1. Sebagai pengembangan penelitian di Indonesia.
2. Memberikan sumbangan pemikiran bagi pengembangan ilmu pengetahuan dan teknologi serta memberikan informasi kepada masyarakat tentang Sistem Refrigerasi Difusi Absorpsi.

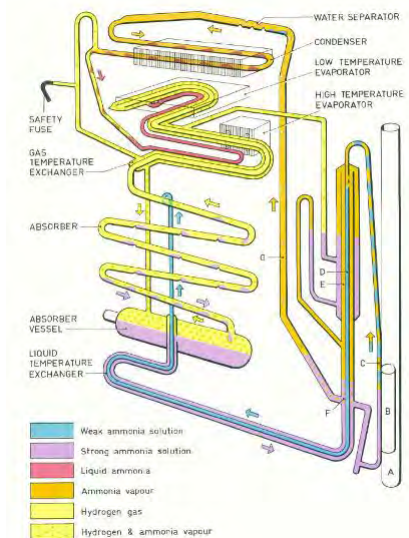
BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Tinjauan Pustaka

2.1.1. Refrigerasi Difusi Absorbsi

Siklus DAR pertama kali ditemukan oleh Baltzar von Platen dan Carl Munters, dua orang peneliti berkebangsaan Swedia pada tahun 1922, yang menggunakan pemanas elektrik atau pembakaran gas untuk energi pengoperasiannya. Produk ini dipasarkan oleh Electrolux di Swedia dan beberapa negara di USA. Produk ini menggunakan pasangan refrigeran-absorben amonia-air dan tambahan gas inert yaitu hidrogen yang dapat dijelaskan secara sederhana seperti skema pada Gambar 2.1.



Gambar 2.1 Skema Refrigerasi Absorbsi Difusi Amonia-Air
Produksi Electrolux [courtesy of Electrolux
(<http://www.kth.se/en/itm/inst/energiteknik/forskning/ett/innovation/>)]

Kebanyakan siklus refrigerasi absorpsi hanya memerlukan sebagian kecil kerja dari keseluruhan kalor yang masuk dan biasanya berupa energi listrik. Sedangkan untuk siklus absorpsi dengan beban pendinginan yang kecil tidak diperlukan kerja (dari pompa) sama sekali, siklus berjalan murni (*natural circulation*) karena suplai dari kalor saja. Siklus absorpsi demikian biasa disebut dengan siklus Refrigerasi Difusi Absorpsi. Pada sistem ini menggunakan pasangan refrigeran-absorben dan tambahan gas inert yaitu hidrogen atau helium.

2.1.2. Siklus Refrigerasi Difusi Absorpsi

Di dalam tangki penampung (*reservoir*) terdapat larutan R22-DMF. Larutan yang dikenal dengan istilah *strong solution* (larutan kaya) ini mengalir ke generator akibat kesetimbangan level cairan antara dua bejana yang berhubungan. *Strong solution* kemudian dipanaskan di dalam generator hingga temperatur 100 °C yang menyebabkan sebagian besar R22 menguap. Gelembung-gelembung uap yang terbentuk menekan kolom larutan cair yang berada di dalam pipa *bubble pump* menuju ke *liquid-vapor separator* (1). Uap R22 akan terus bergerak ke atas sementara larutan cair yang masih mengandung DMF ditampung dan dialirkan kembali menuju absorber. Larutan yang mengandung sedikit R22 ini disebut *weak solution* (larutan miskin) (8).

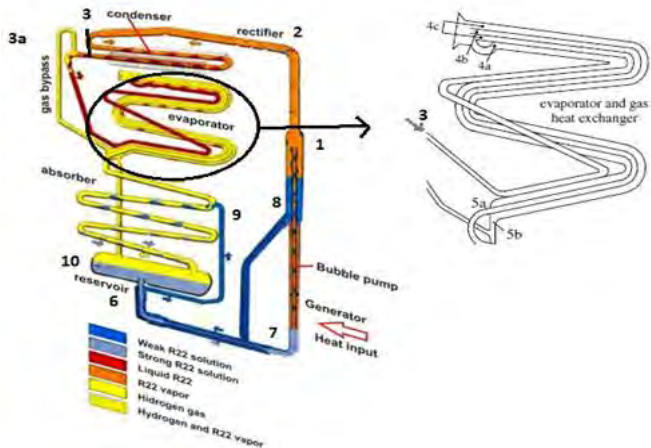
Uap R22 yang bergerak meninggalkan *liquid-vapor separator* terdapat kemungkinan masih mengandung sedikit DMF karena ketika R22 menguap di generator ada sebagian fraksi kecil DMF yang ikut menguap juga. Uap ini terus bergerak menuju *rectifier* untuk dimurnikan (2), dimana proses yang terjadi ialah pelepasan kalor ke lingkungan sekitar, mengakibatkan temperatur uap R22 turun. Setelah itu uap R22 bergerak menuju kondensor untuk dikondensasikan (3). R22 cair hasil kondensasi kemudian bergerak memasuki evaporator.

Pada inlet evaporator, R22 cair bertemu dengan hidrogen sebagai gas *inert* yang menurunkan tekanan parsial R22. Turunnya tekanan mengakibatkan R22 cair dapat menguap pada

temperatur yang lebih rendah. Pada saat yang sama R22 cair ini juga menerima kalor dari beban pendinginan sehingga R22 cair mulai menguap (4a). R22 terus menguap sembari mengalir di dalam evaporator hingga pada outlet evaporator tekanan parsialnya sudah naik (5b).

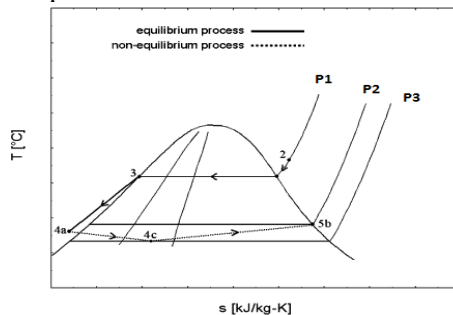
Massa jenis R22 jauh lebih besar dari hidrogen, karena itu uap campuran (R22 dan hidrogen) semakin berat seiring dengan terus menguapnya R22 cair sehingga uap campuran itu turun dari *evaporator* memasuki reservoir absorber. Di dalam reservoir sebagian uap R22 terserap oleh DMF yang turun dari absorber. Hal ini mengakibatkan uap campuran R22-hidrogen kembali menjadi lebih ringan dan mulai bergerak ke atas memasuki absorber. Di dalam absorber, penyerapan R22 oleh DMF (*weak solution*) semakin banyak dan akhirnya hanya tinggal gas hidrogen dengan sedikit uap R22 yang keluar dari absorber (9) dan terus bergerak keatas menuju inlet evaporator. Ini merupakan sirkulasi hidrogen sebagai gas pembantu dalam refrigerasi difusi absorpsi yang tidak bereaksi (inert), namun hanya sebagai penurun tekanan parsial R22 saja.

Skema dari siklus DAR yang digunakan dapat dilihat pada Gambar 2.2. Pada skema tersebut terdapat *gas heat exchanger* pada evaporator yang berfungsi melakukan pendinginan awal gas hidrogen sebelum masuk ke inlet evaporator.



Gambar 2.2 Skema Sistem DAR R22-DMF [Riva'i (2013)]

Untuk menjelaskan siklus secara termodinamika kita dapat meninjau proses dimana hanya terdapat R22 murni. Proses dari R22 murni dapat dilihat pada diagram T-s pada gambar 2.3. Proses 1-2 merupakan proses pemurnian dengan menggunakan rectifier. Proses 2-3 merupakan proses kondensasi, proses 3-4a merupakan proses subcooling (pelepasan kalor pada *gas heat exchanger*), 4a-4c proses ekspansi R22 dengan hidrogen, dan proses evaporasi pada titik 4c-5b.

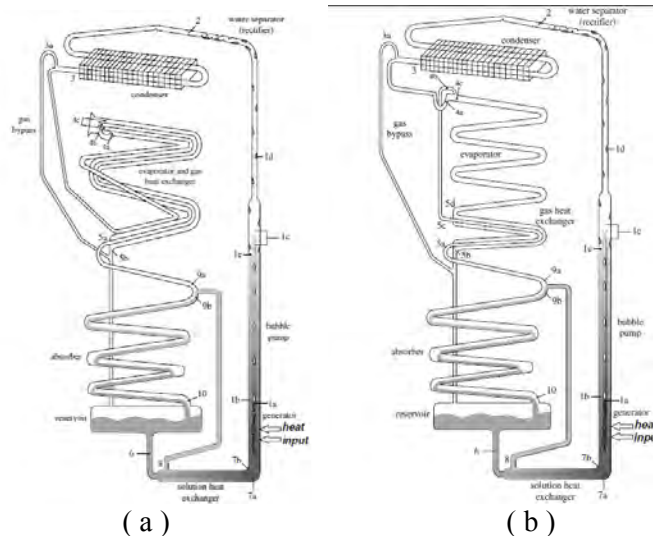


Gambar 2.3 diagram T-s Untuk proses R22 murni.

2.1.3. Penelitian Terdahulu

A. The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance (2005) by A.Zohar, M.Jelinek, A. Levy, I. Borde

A.Zohar dan dkk melakukan penelitian untuk mempelajari dan membandingkan performansi dari dua konfigurasi siklus DAR (dengan dan tanpa kondensasi sub-cooling pada masukan evaporator) berdasarkan model termodinamis untuk siklus refrigerasi difusi absorpsi (DAR) dengan pasangan refrigeran ammonia dan air yang menggunakan gas bantu hidrogen. Performansi dari dua siklus DAR tersebut didapat dengan menggunakan simulasi komputasi. Parameter untuk menghitung performansi dari kedua siklus tersebut didapat dari persamaan konservasi energi dan massa pada setiap titik komponen dari kedua siklus.

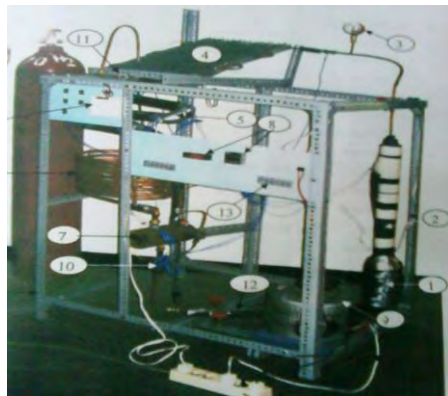


Gambar 2.4 (a) Siklus DAR 1 (dengan kondensasi sub-cooling),
(b) Siklus DAR 2 (tanpa kondensasi sub-cooling) [A.Zohar, 2005]

Hasil yang didapat dari simulasi ini menyebutkan bahwa siklus DAR 2 (tanpa kondensasi sub-cooling) memiliki nilai performansi (COP) yang lebih tinggi 14%-20% dibandingkan dengan siklus DAR 1 (dengan kondensasi sub-cooling). Namun siklus DAR 1 dapat menghasilkan temperatur evaporator yang lebih rendah dibandingkan DAR 2.

B. Studi Eksperimental Penggunaan Refrigeran–Absorben (R22-DMF) pada Performansi Siklus Refrigerasi Absorpsi Diffusi (2008) oleh I Nengah Ardita

Ardita melakukan studi eksperimental terhadap berbagai konsentrasi R22-DMF pada *prototype* mesin pendingin siklus pendingin absorpsi difusi seperti ditunjukkan pada Gambar 2.3. Variasi konsentrasi massa R22 terlarut didalam DMF yang digunakan pada penelitian tersebut adalah mulai dari 0,5 hingga 0.8. Selain itu juga diberikan variasi daya panas pada generator mulai tegangan 140 Volt hingga 230 Volt.



Gambar 2.5 Instalasi Sistem Refrigerasi Difusi Absorpsi.
[I.Nengah Ardita, 2008]

Hasil yang didapatkan pada penelitian ini adalah COP sistem sangat sensitif terhadap perubahan konsentrasi larutan dan perubahan daya masukan ke generator. Didapatkan juga konsentrasi optimum R22 yang masuk ke sistem adalah 0,7 – 0,8 dimana akan menghasilkan COP terbesar yaitu 0,15 pada daya masukan generator 229,2 watt dan *Cooling Rate* terbesar sekitar 54,5 watt pada daya masukan sebesar 410 watt.

C. Peningkatan Performa Unit Pendingin DAR dengan Modifikasi Evaporator dan Generator (2012) oleh Grandis Fery Rochmadi.

Grandis melakukan penelitian dengan membuat dan memodifikasi evaporator dan generator sistem DAR dan menggunakan pasangan refrigeran R22-DMF dengan konsentrasi R-22 0.8 pada *strong solution* serta hidrogen sebagai gas inert. Bahan yang digunakan untuk sistem adalah tembaga. Eksperimen diperoleh dari penelitian tersebut yakni hasil laju pendinginan (Q_{evap}) = 57,141 Watt, COP sebesar 0,5084 – 0,6557 dan efisiensi generator (η) = 71,01%. Selain itu juga, bahwa kemampuan generator menyerap panas memiliki pengaruh yang besar terhadap performansi sistem DAR. Sistem DAR 1 yang dimodifikasi cenderung memiliki performansi lebih baik dari pada sebelum dimodifikasi. *Circulation ratio* yang rendah menunjukkan sistem pendinginan yang lebih efisien.

D. Studi Eksperimental Pengaruh Variasi Debit Fluida Engine Oil sebagai Heater Generator Terhadap Performansi Mesin Pendingin Difusi Absorpsi Musicoool22-DMF(2013) oleh Angga Panca Adiinto

Dalam eksperimen yang dilakukan Angga Panca Adiinto, dilakukan desain ulang generator dengan heater dan solar kolektor sebagai sumber panas yang akan ditransfer oleh *engine oil* sebagai pendistribusi panas menuju generator. Fluida kerja dalam sistem difusi absorpsi adalah pasangan refrijeran-absorber Musicoool22-Dimetilformamida (DMF).

Dari pengujian yang telah dilakukan, didapatkan bahwa dengan debit 4 liter/jam dapat menghasilkan panas input yang paling tinggi di dalam generator sebesar 101.9 °C, dengan kapasitas pendinginan 121.520 watt, laju aliran massa musicool22 0.64gr/s. Heat input yang diserap generator sebesar 145.023 watt dan COP yang dihasilkan sistem adalah 0.883 dengan Circulation Ratio 2.5358. Kontribusi energi surya yang diberikan kepada generator sebesar 39.2857.

E. Studi Eksperimental Variasi Beban Pendinginan pada Evaporator Mesin Pendingin Difusi Absorpsi Musicool22 – DMF (2013) oleh Aris Nur Cahyadi

Aris Nur Cahyadi melakukan eksperimen dengan memvariasikan pembebanan pada evaporator menggunakan heater elektrik pada kabin. Eksperimen ini menggunakan generator dengan heater dan solar kolektor sebagai sumber panas yang akan ditransfer oleh *engine oil* sebagai pendistribusi panas menuju generator. Fluida kerja dalam sistem difusi absorpsi adalah pasangan refrigeran-absorber Musicool22-Dimetilformamida (DMF).

Hasil yang diperoleh dari pengujian beban pendinginan mulai dari suhu heater electric 25°C s.d 37.5 °C, yaitu semakin tinggi beban pendinginan maka semakin baik peformasi sistem pendingin difusi absorpsi. Dengan hasil – hasil terbaik sebagai berikut m_{ref} 0.75195 gram / s, Q_{gen} terbesar adalah 174.88 Watt, Q_{evap} tertinggi adalah 136 Watt, COP tertinggi 0.87, Q_{cond} terbesar 153.17 Wat dan CR terkecil adalah 2.17

2.2. Karakteristik Refrigeran dan Absorben

Ada beberapa kriteria campuran antara refrigeran dan absorben yang digunakan dalam siklus refrigerasi absorpsi, antara lain:

1. Perbedaan titik didih antara refrigerant dan larutan absorben pada tekanan yang sama (*boiling elevation*) haruslah sebesar mungkin.
2. Refrigerant perlu memiliki panas penguapan yang tinggi di dalam absorben untuk menekan laju sirkulasi larutan diantara absorber dan generator per satuan kapasitas pendinginan
3. Memiliki sifat sifat transport (viskositas, konduktivitas termal, dan koefisien difusi) yang baik sehingga dapat menghasilkan perpindahan panas dan massa yang baik
4. Baik refrigerator dan absorbernya harus bersifat non korosif, ramah lingkungan dan murah.

Ada beberapa pasangan refrigerant-absorben yang biasa digunakan dalam siklus absorpsi, antara lain :

1. ammonia/glycerin
2. ammonia/silicon oil
3. ammonia/DMF
4. methyl amine/water,
5. R22/DMETEG
6. R22/DMF

Pada penelitian sistem refrigerasi difusi absorpsi ini digunakan pasangan refrigeran yaitu R22 (CHClF_2) - DMF. R22 memiliki sifat fisika dan termal yang baik sebagai refrigeran, stabil, tidak mudah terbakar, tidak beracun dan kompatibel terhadap sebagian besar bahan komponen dalam sistem refrigerasi.

2.2.1. Properties R22 dan DMF

R22 yang memiliki rumus molekul CHClF_2 , memegang peranan penting dalam sistem refrigerasi, sejak ditemukan pada tahun 1930. Hal ini dikarenakan R22 memiliki sifat fisika dan termal yang baik sebagai refrigeran, stabil, tidak mudah terbakar, tidak beracun dan kompatibel terhadap sebagian besar bahan komponen (biasanya tembaga) dalam sistem refrigerasi. Pada Tabel 2.1 ditunjukkan seluruh *physical properties* yang dimiliki R22.

Tabel 2.1 *Physical Properties* dari Chlorodifluoromethane (R-22 atau HCFC-22)

Property	Value
Molar mass	86.47 g/mol
Melting point	-175.42 °C, 98 K, -284 °F
Boiling point	-40.7 °C, 232 K, -41 °F
Solubility in water	0.7799 vol/vol at 25 °C; 3.628 g/L
Vapor pressure	908 kPa at 20 °C
Specific gravity at 21 °C (gas)	3.08 (air = 1)
Specific volume (v) at 21 °C (gas)	0.275 m ³ .kg ⁻¹
Density (ρ) at 15 °C (gas)	3.66 kg.m ⁻³
Critical temperature (T_c)	96.2 °C (369.3 K)
Heat capacity ratio (γ) at 30°C (86°F)	1.178253
Molecular dipole moment	1.458 D
Viscosity (η) at 0 °C	12.56 μPa.s (0.1256 cP)
Ozone depletion potential (ODP)	0.055 (CCl ₃ F = 1)
Global warming potential (GWP)	1810 (CO ₂ = 1)

Dimethylformamide atau disingkat DMF adalah senyawa organik dengan rumus molekul $\text{C}_3\text{H}_7\text{NO}$. DMF

merupakan cairan yang dapat bercampur dengan air dan sebagian besar zat cair organik lainnya. DMF tergolong zat *flammable* namun memiliki titik didih tinggi yang sering digunakan sebagai pelarut dalam reaksi kimia. DMF termasuk zat toxic yang dapat menyebabkan kanker pada manusia dan cacat kelahiran pada bayi.

Pada penelitian ini DMF dipilih sebagai absorben karena memiliki daya larut tinggi. Selain itu titik didih tinggi yang dimiliki DMF juga menguntungkan karena memperkecil potensi DMF ikut menguap ketika dipanasi di dalam generator. Sehingga tidak akan mengurangi potensi pendinginan di evaporator. Pada Tabel 2.2 disajikan data *physical properties* DMF.

Tabel 2.2 *Physical Properties* dari Dimethylformamide (DMF)

Property	Value
Molar mass	73.09 g/mol
Density	0.944 g/cm ³ , liquid
Melting point	-61 °C, 212 K, -78 °F
Boiling point	153 °C, 426 K, 307 °F
Vapor pressure	0.3 kPa (@ 20°C)
Viscosity	0.92 cP at 20 °C

2.2.2. Konsentrasi R22 dan DMF

Konsentrasi larutan R22-DMF dapat dinyatakan dalam fraksi massa (X) dan fraksi mol (N). Pada larutan ini fraksi massa maupun fraksi mol didefinisikan untuk istilah R22. Artinya jika disebut larutan R22-DMF dengan konsentrasi massa 60% berarti ada massa R22 sebanyak 60% dari keseluruhan massa larutan. Hal ini dinyatakan dalam persamaan:

$$X = \frac{m_{R22}}{m_{R22} + m_{DMF}} \dots\dots\dots (2.1)$$

dimana:

m_{R22} = massa R22,

m_{DMF} = massa DMF.

Secara demikian, fraksi mol larutan R22-DMF didefinisikan sebagai:

$$N = \frac{n_{R22}}{n_{R22} + n_{DMF}} \dots\dots\dots (2.2)$$

dimana:

n_{R22} = jumlah mol R22 dalam larutan,

n_{DMF} = jumlah mol DMF dalam larutan.

Jumlah mol R22 maupun DMF dapat diperoleh dengan cara membagi massa masing-masing itu terhadap massa molekul relatifnya (M_r), sehingga:

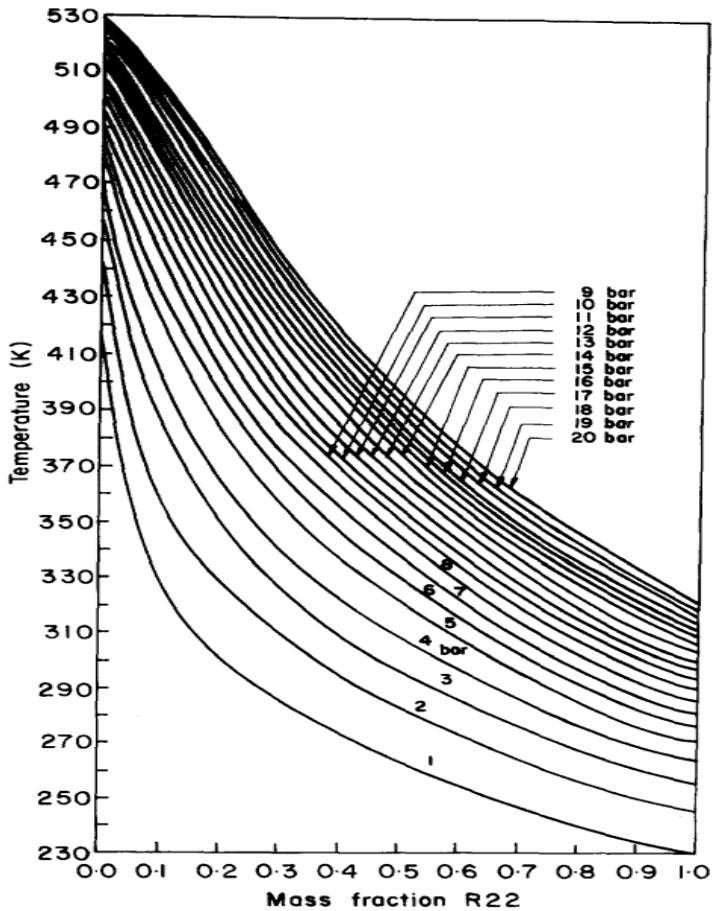
$$n_{R22} = \frac{m_A}{M_{rA}} \text{ dan } n_{DMF} = \frac{m_W}{M_{rW}} \dots\dots\dots (2.3)$$

dengan:

$M_{rR22} = M_r \text{CHClF}_2 = 86.47 \text{ g/mol}$, dan

$M_{rDMF} = M_r \text{C}_3\text{H}_7\text{NO} = 73.09 \text{ g/mol}$.

Pada generator, strong solution yang masuk akan dipanaskan sehingga refrigeran (R22) yang memiliki titik uap yang lebih rendah dibandingkan DMF perlahan akan menguap, sehingga konsentrasi R22 pada larutan akan menjadi turun. Larutan ini disebut weak solution (larutan lemah). Untuk mengetahui fraksi massa pada larutan weak solution dapat menggunakan diagram P-T-X dibawah ini.



Gambar 2.6 Diagram p-T Larutan R22-DMF

[Agarwal (1982), *Solubility Characteristics of R22-DMF Refrigerant-Absorbent Combination*]

2.3. Parameter Perhitungan Sistem Refirgerasi Difusi Absorbsi

2.3.1. Entalpi Refrigeran R22 dan Campuran R22-DMF

Properties dari larutan R22 maupun campuran R22-DMF dapat didekatkan dengan persamaan numerik yang dibuat oleh Fattouh & Murthy (1993). Dengan memasukkan data yang didapat dalam pengujian ke dalam persamaan-persamaan yang ada, maka dapat diketahui besarnya *enthalpy* dari larutan.

Besarnya *enthalpy* larutan *strong solution* dan *weak solution* dapat dirumuskan sebagai berikut.

$$h(T, X) = h_{sl,r}X + h_{sl,a}[1 - X] + h_{mix} \quad \dots (2.4)$$

Nilai dari $h_{sl,r}$ dan $h_{sl,a}$ dapat dicari dengan menggunakan formula berikut.

$$h_{sl,r}(T, X) = F_0 + F_1T_r + F_2T_r^2 \quad \dots (2.5) \text{ , dan}$$

$$h_{sl,a}(T, X) = F_0 + F_1T_a + F_2T_a^2 \quad \dots (2.6)$$

Dimana nilai dari konstanta numerik persamaan diatas tersaji pada tabel koefisien korelasi entalpi oleh *Fatouh, 1993*. Nilai dari F_0 , F_1 , dan F_2 bergantung dari pasangan refrigeran dan absorben yang digunakan, yaitu R22 dan DMF. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada tabel 2.3 berikut:

Tabel 2.3 Nilai dari koefisien F_0 , F_1 , F_2 berdasarkan pasangan refrigerannya (R22) dan absorben (DMF)

	Refrigeran (R22)	Absorben (DMF)
F_0	$-0.681484E + 02$	$-0,3522E + 03$
F_1	$0,06313E + 00$	$0,1317E + 01$
F_2	$0,00202E + 00$	$0,1239E - 02$

Besarnya h_{mix} merupakan fungsi dari temperatur dan konsentrasi larutan yang memiliki hubungan sebagai berikut.

$$h_{mix}(T, X) = \{[(1 - X)RT^2]/M_{mix}\} * \{K_0Y_0 + K_1Y_1 + K_2Y_2 + K_3Y_3\} \quad \dots (2.7)$$

dimana:

$$Y_0 = X/(1 - X)$$

$$Y_1 = X/(1 - X) + \ln(1 - X)$$

$$Y_2 = 1/(1 - X) - (1 - X) + 2 \ln(1 - X)$$

$$Y_3 = X/(1 - X) + X^2/2 + 2X + 3 \ln(1 - X)$$

R = konstanta gas ideal = 8,314 kJ/kmol.K

M_{mix} = jumlah mol pada campuran (mol)

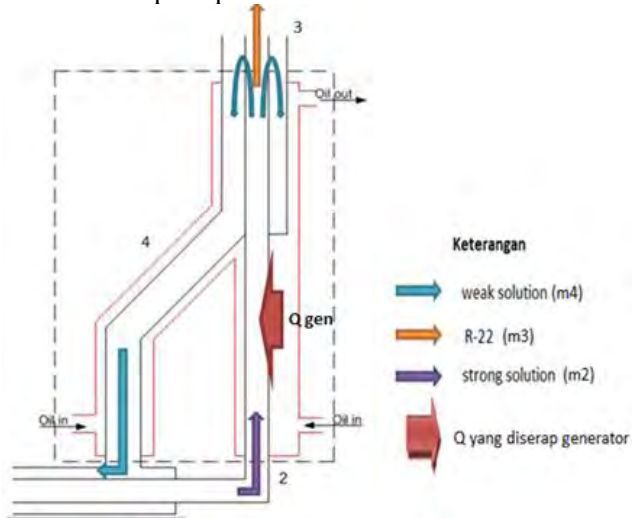
Nilai K_0 , K_1 , K_2 , K_3 yang digunakan pada persamaan diatas bergantung pada pasangan refrigeran dan absorben yang digunakan. Untuk lebih lengkapnya didapat dari persamaan yang didasarkan pada pengujian yang dilakukan oleh *Fatouh, 1993* yang ditunjukkan pada tabel 2.4 dan tabel B.1 pada lampiran .

Tabel 2.4 Nilai dari koefisien perhitungan entalpi campuran berdasarkan pasangan refrigerannya.

Coeff.	R22-DMF	R22-DMETEG	R22-DMETrEG
A_0	0.6513005E + 01	-0.3055194E + 02	-0.8043237E + 02
A_1	0.1167437E + 02	0.1715593E + 02	0.0
A_2	0.1747752E + 02	0.3455330E + 01	0.0
A_3	0.0	-0.2260165E + 01	0.2615907E + 02
A_4	0.0	0.0	-0.1059630E + 02
B_0	-0.1817206E + 04	0.1548290E + 00	-0.2073306E - 04
B_1	-0.4302679E + 04	-0.5501963E - 01	-0.2784090E - 04
B_2	0.9877574E + 04	-0.3732812E - 01	0.2402536E - 04
B_3	0.0	0.7183949E - 02	0.0
C_0	-0.1355858E + 06	-0.1901107E - 03	0.0
C_1	0.6257979E + 06	0.7757965E - 04	0.0
C_2	-0.1435546E + 07	0.2816656E - 04	0.0
C_3	0.0	0.1405272E - 04	0.0
D_0	0.0	0.0	0.1407847E + 02
D_1	0.0	0.0	0.2947679E + 01
D_2	0.0	0.0	-0.4842923E + 01
D_3	0.0	0.0	0.0
a	-1.0	1.0	2.0
b	-2.0	2.0	0.0
TR	310:394	273:363	283:393
XR	0.2:0.7	0.2:1.0	0.2:1.0
PR	0.0:20.0	0.0:46.0	0.0:25.0
CC	0.999	0.996	0.999
%Error	2.112	1.440	2.207

2.3.2. Kalor yang diserap pada Generator

Pada generator kita dapat mengambil *control volume* generator pada Gambar 2.12 agar konservasi energi yang terjadi dapat ditentukan seperti persamaan berikut:



Gambar 2.7 Volume atur pada generator

Mass Balance generator

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_4 + \dot{m}_3 \quad \dots\dots\dots (2.8)$$

Mass Balance untuk campuran R22 dan DMF di generator

$$X_s \dot{m}_2 = X_w \dot{m}_4 + X_R \dot{m}_3 \quad \dots\dots\dots (2.9)$$

Energy Balance di generator adalah:

$$0 = \dot{Q}_{gen} + \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_4 \cdot h_4 \dots\dots\dots (2.10)$$

Dengan mensubstitusi persamaan (2.8), (2.9) dan (2.10) akan diperoleh laju alir massa \dot{m}_2 , \dot{m}_4 dan \dot{Q}_{gen}

dimana:

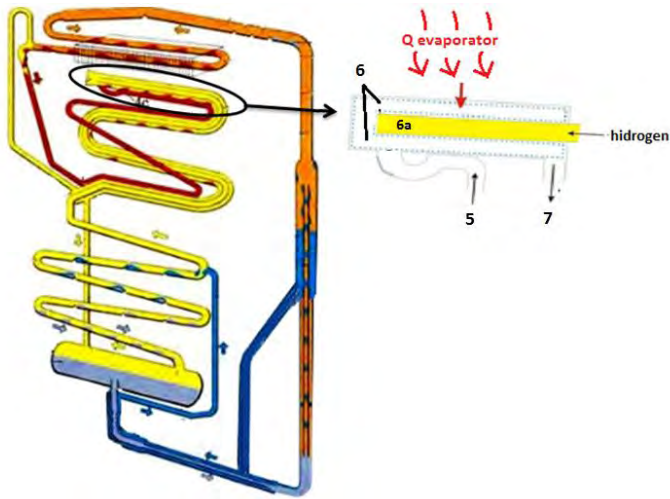
X_s = Fraksi massa untuk strong solution

X_w = Fraksi massa untuk weak solution

X_R = Fraksi massa untuk R-22

2.3.3. Kapasitas Pendinginan pada Evaporator

Kapasitas pendinginan (*cooling load*) di evaporator adalah jumlah kalor yang diserap oleh refrigeran yang mengalir melewati evaporator. Untuk mempermudah perhitungan dan pemahaman kapasitas pendinginan pada evaporator secara termodinamika maka skema kesetimbangan energi pipa evaporator tipe *dobular tube* dan pipa gas heat exchanger dapat dilihat pada seperti gambar berikut.



Gambar 2.8 Volume atur pada evaporator

Untuk mempermudah perhitungan dan pemahaman evaporator secara termodinamika maka skema pipa evaporator tipe *dobular tube* dan pipa gas heat exchanger dapat dilihat pada *Energy balance* di evaporator yaitu :

$$0 = \dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{hidrogen} - \dot{Q}_{refrijeran}$$

$$\dot{Q}_{evap} + \dot{m}_{hidrogen}(h_5 - h_{6a}) = \dot{m}_{reff}(h_7 - h_6)$$

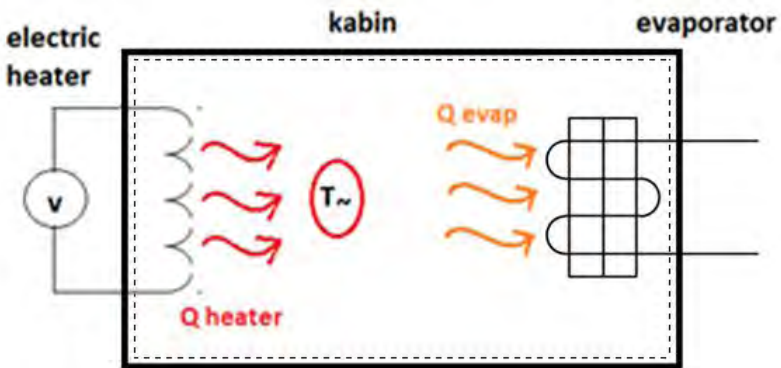
karena hidrogen pada fase *superheated* sudah jauh dari kurva jenuh, maka nilai entalpi tidak terpengaruh, dan karena proses titik 5 ke 6a diasumsikan proses *isoenthalpy* pada outlet

pipa kapiler maka $h_{6a} = h_6$, sehingga persamaan untuk kapasitas pendinginan evaporator sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ref}(h_7 - h_6) \dots \dots \dots (2.11)$$

2.3.4. Pengaruh Beban Pendinginan pada Kabin

Dengan memvariasikan tegangan *heater electric*, maka kita dapat memvariasikan kalor yang dikeluarkan oleh *heater electric*. Kalor yang dihasilkan oleh electric heater akan meningkatkan temperatur di dalam kabin. Seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.9 berikut.



Gambar 2.9 Skema Pemanasan pada Kabin.

Secara thermodynamika, maka kesetimbangan energi yang terjadi pada kabin dapat dirumuskan sebagai berikut.

$$\Sigma \dot{Q} - \Sigma \dot{W} + \dot{m}_i \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{m}_o \left(h_o + \frac{v_o^2}{2} + gz_o \right) = \frac{dU}{dt} \quad (2.12)$$

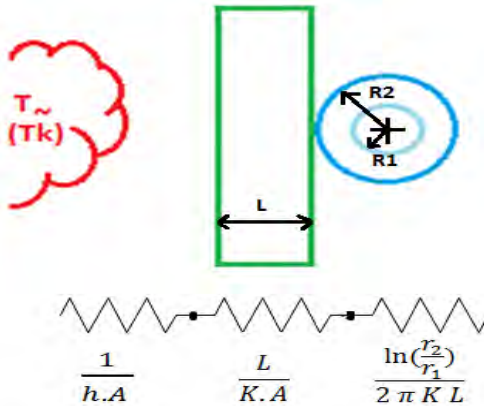
Dengan menggunakan asumsi-asumsi yang ada seperti:

1. Tidak ada perubahan massa yang keluar maupun masuk.
2. Tidak ada kerja yang dilakukan di dalam kabin.

3. Tidak ada perubahan energi kinetik dan energi potensial di dalam kabin.
4. Keadaan kabin dalam keadaan steady state, maka persamaan kesetimbangan energi yang terjadi dapat disederhanakan menjadi:

$$\Sigma \dot{Q} = 0 \quad (2.13)$$

$$\dot{Q}_{heater} = \dot{Q}_{evaporator} \quad (2.14)$$



Gambar 2.10 Skema Perpindahan Panas pada Kabin dan Evaporator

Dengan menggunakan analisis perpindahan panas dari kabin menuju evaporator menggunakan konsep *overall heat energy*, kita juga dapat mengetahui kalor yang diserap oleh evaporator. Yaitu :

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (2.15)$$

Dimana nilai dari U sendiri adalah sebagai berikut :

$$UA = \frac{1}{R_{tot}} \quad (2.16)$$

Pada kasus ini terdapat tiga *resistence thermal*, yaitu konveksi natural antara udara didalam kabin dengan dinding sekat, pada *plain wall* sekat antara kabin dan DAR dan *resistence thermal* pada pipa evaporator. seperti pada gambar 2.10 .

Adapun perumusannya sebagai berikut :

- Resistance konveksi natural

$$R_{cond1} = \frac{1}{h.A} \quad (2.17)$$

- Resistance termal pada plain wall

$$R_{cond1} = \frac{L}{K.A} \quad (2.18)$$

- *Resistance* pada pipa evaporator

$$R_{cond2} = \frac{\ln(\frac{r_2}{r_1})}{2 \pi K L} \quad (2.19)$$

- Menghitung Resistance total

$$R_{tot} = R_{conv} + R_{cond1} + R_{cond2} \quad (2.20)$$

$$R_{tot} = \frac{1}{h.A} + \frac{L}{K.A} + \frac{\ln(\frac{r_2}{r_1})}{2.\pi K L} \quad (2.21)$$

Dengan memasukkan **Persamaan 2.15** , **2.16** dan **2.21** , maka akan didapat nilai *overall heat transfer*

$$UA = \frac{1}{R_{tot}}$$

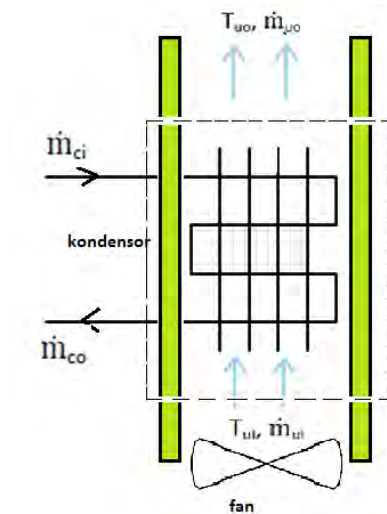
$$UA = \frac{h.A}{1} + \frac{K.A}{L} + \frac{2.\pi K L}{\ln(\frac{r_2}{r_1})}$$

$$Q = \left[\frac{h.A}{1} + \frac{K.A}{L} + \frac{2.\pi K L}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \right] (T_k - T_{\text{evap}}) \quad (2.22)$$

Dari Persamaan 2.19 kita dapat mengetahui hubungan antara Temperatur kabin (T_k) dengan besarnya panas yang diserap oleh evaporator (Q_{evap}). Yaitu, bahwa semakin tinggi panas yang dikeluarkan oleh *heater electric*, maka akan semakin tinggi temperatur kabin evaporator (T_k), dengan semakin tingginya T_k akan mengakibatkan panas yang diserap oleh evaporator juga akan semakin meningkat.

2.3.5. Laju Aliran Massa Refrigeran

Dalam menentukan laju aliran masa refrigeran dilakukan analisa secara termodinamis pada kondensor. Karena pada sistem pendingin ini refrigerant dari kondensor langsung menuju evaporator dan *heatloss* diabaikan, maka nilai laju aliran massa yang masuk evaporator sama dengan laju aliran massa yang keluar kondensor. Fluida yang melalui kondensor merupakan musicool yang konsentrasi massa mendekati 100% ($X=1$) setelah dimurnikan oleh *rectifier*. Laju aliran keluar dari kondensor ini berupa musicool cair yang akan menuju inlet evaporator menjadi laju aliran masa refrigeran.



Gambar 2.11 Skema Volume Atur dari Kondensator

Dengan persamaan kesetimbangan energi untuk meninjau *control volume* yang ditunjukkan dengan garis-garis putus adalah

$$E_{in} + E_g - E_{out} = E_{st} \quad (2.23)$$

karena tidak ada energi bangkitan dan kerja yang masuk atau keluar sehingga didapatkan :

$$\dot{Q}_{udara} = \dot{Q}_{kondensor} \quad (2.24)$$

Dimana:

$$\dot{Q}_{udara} = \dot{m}_{udara} \cdot c_{p\ udara} (T_{uo} - T_{ui}) \quad (2.25)$$

Sedangkan untuk mencari $\dot{Q}_{kondensor}$ adalah sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{kondensor} = \dot{m}_c (h_3 - h_5) \quad (2.26)$$

Dimana kesetimbangan massa kondensor :

$$\dot{m}_{ci} = \dot{m}_{co} = \dot{m}_c = \dot{m}_{ref}$$

Persamaan (2.21) dan (2.22) dimasukkan ke persamaan (2.26) sehingga didapat:

$$\dot{m}_{udara} \cdot c_{p\ udara} \cdot (T_{uo} - T_{ui}) = \dot{m}_{ref}(h_{in} - h_{out}) \quad (2.27)$$

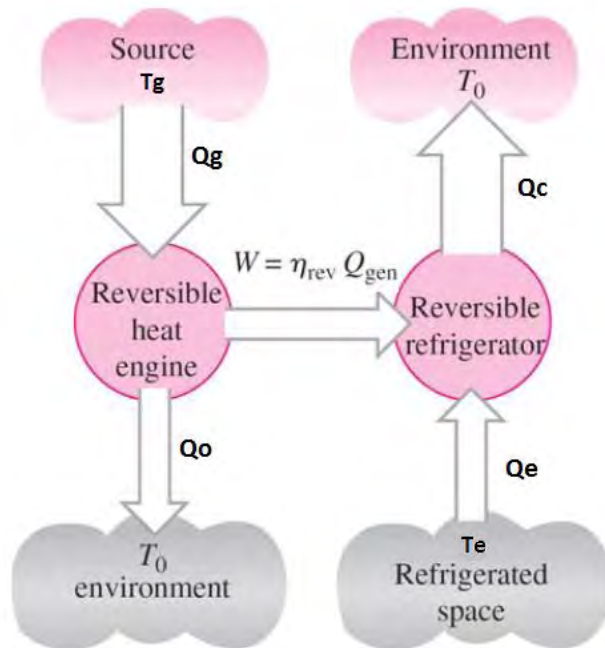
Karena $\dot{m}_{udara} = \rho_{udara} \cdot v \cdot A$, sehingga untuk mencari laju massa aliran refrigerant adalah :

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\rho_{udara} \cdot v \cdot A \cdot c_{p\ udara} \cdot (T_{uo} - T_{ui})}{(h_3 - h_5)} \quad (2.28)$$

2.4. Performansi Sistem Refrigerasi Difusi Absorpsi

2.4.1. COP (Coefficient of Performance)

Unjuk kerja mesin pendingin difusi absorpsi ialah *Coefficient of Performance* (COP) merupakan perbandingan antara output yang diinginkan ($\dot{Q}_{\text{evaporator}}$) terhadap input yang dibutuhkan ($\dot{Q}_{\text{generator}}$). COP untuk siklus refrigerasi difusi absorpsi nilainya kurang dari 1. Untuk penjelasan lebih lanjut COP dari siklus refrigerasi absorpsi dapat dianalisa dari gambar 2.12.



Gambar 2.12 Daur refrigerasi oleh kalor kombinasi daur daya dan daur refrigerasi.

[Stoecker (1994), Refrigerasi dan Pengkondisian Udara]

Kedua daur yang ditunjukkan pada gambar 2.12 merupakan daur daya (kiri) dan daur refrigerasi (kanan). Daur daya menerima energi dalam bentuk kalor (Q_{gen}) pada suhu mutlak T_g , melepaskan kalor ke lingkungan dalam bentuk kalor Q_o pada suhu mutlak T_o , dan memberikan energi dalam bentuk kerja W ke dalam daur refrigerasi. Daur refrigerasi menerima kerja W , memompa kalor Q_e pada suhu refrigerasi dengan suhu mutlak T_e dan melepaskan kalor Q_c .

Untuk daur daya berlaku persamaan :

$$\frac{Q_g}{W} = \frac{T_g}{T_g - T_o} \quad (2.29)$$

Sedangkan daur refrigerasi,

$$\frac{Q_e}{W} = \frac{T_e}{T_o - T_e} \quad (2.30)$$

Dengan memasukkan persamaan (2.29) dan (2.30) kedalam persamaan COP, maka akan didapat persamaan COP idealnya :

$$COP_{carnot} = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{W T_e \frac{T_g - T_o}{T_o - T_e}}{W T_g} = \frac{T_e (T_g - T_o)}{T_g (T_o - T_e)} \quad (2.31)$$

Sedangkan untuk Cop aktual didapatkan dari persamaan (2.32) berikut.

$$COP_{aktual} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gen}} \quad (2.32)$$

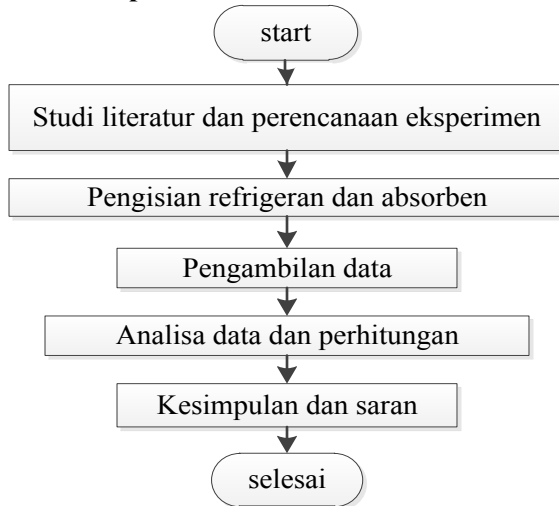
BAB III

METODOLOGI

3.1. Proses Penelitian Secara Garis Besar

Penelitian pada sistem refrigerasi difusi absorpsi (DAR) ini dilakukan dengan menggunakan pasangan refrigeran-absorben R22-DMF(Dimethyl Formamide) yang nantinya akan diberi tekanan dengan memasukkan gas hidrogen sebagai gas inert. Penelitian ini akan melakukan pengambilan data-data seperti temperatur dan tekanan ada titik yang ditentukan. Penelitian ini melakukan pendekatan secara analitis untuk beberapa parameter yang tidak dapat dilakukan pengukuran seperti laju aliran massa refrigeran, dikarenakan keterbatasan alat ukur.

3.2. Sistematika penelitian



Gambar 3.1 flowchart sistematika penelitian

3.3. Skema dan Peralatan

3.3.1. Skema Sistem Pendingin Difusi Absorbsi

Sistem pendingin Difusi Absorbsi yang digunakan dalam penelitian ini memiliki spesifikasi sebagai berikut :

Dimensi Casing P x L x T (mm)	: 430 x 430 x 750
Material pipa	: besi dan tembaga
Refrigeran- Absorben	: R22–DMF(Dimethylformamida)
Gas Inert	: Hidrogen (H ₂)
Siklus Pendinginan	: DAR 1

3.3.2. Peralatan Penunjang Penelitian

Pada proses melakukan penelitian, dibutuhkan peralatan-peralatan penunjang untuk pengambilan data, pengisian sistem, dan peralatan safety.

A. Peralatan Pengisian Sistem Pendingin Difusi Absorbsi

a. Tabung Gas Nitrogen

Gas nitrogen digunakan untuk mengecek kebocoran pada sistem.

b. Pompa Vakum

Pompa vakum digunakan untuk memvakum udara yang terdapat di dalam sistem pendingin sehingga didalam sistem hanya terdapat R22, DMF, dan Hidrogen.



Gambar 3.2 Pompa vakum

c. Timbangan Digital

Timbangan digital digunakan untuk mengukur berat dari DMF dan R22 yang akan dimasukkan ke dalam sistem.



Gambar 3.3 Timbangan Digital

d. Alat Injeksi

Alat ini digunakan untuk memasukkan DMF ke dalam sistem.



Gambar 3.4 Alat Injeksi

e. Regulator Tabung

Regulator berfungsi untuk mengatur tekanan hidrogen yang masuk ke sistem.

f. Charge Manifold

Manifold digunakan untuk menyalurkan gas R22, dan hidrogen ke dalam sistem.

B. Peralatan Pengambilan Data

a. Pressure gauge

Pressure gauge berguna untuk mengukur tekanan gage di titik yang diukur.

b. Thermocouple

Thermocouple merupakan sensor untuk mengukur temperatur pada titik yang diinginkan.

c. Flowmeter oli

Flowmeter berfungsi mengukur flowrate atau debit oli yang akan digunakan sebagai generator.

d. Voltmeter

Voltmeter berfungsi untuk mengukur tegangan listrik pada heater.

e. Amperemeter

Amperemeter berfungsi untuk mengukur besar arus listrik pada heater.

f. *Data Acquisition Unit*

Alat ini digunakan untuk mengumpulkan data temperatur pada semua titik setiap jangka waktu yang diinginkan.

C. Peralatan Keselamatan dan Keamanan

a. Masker

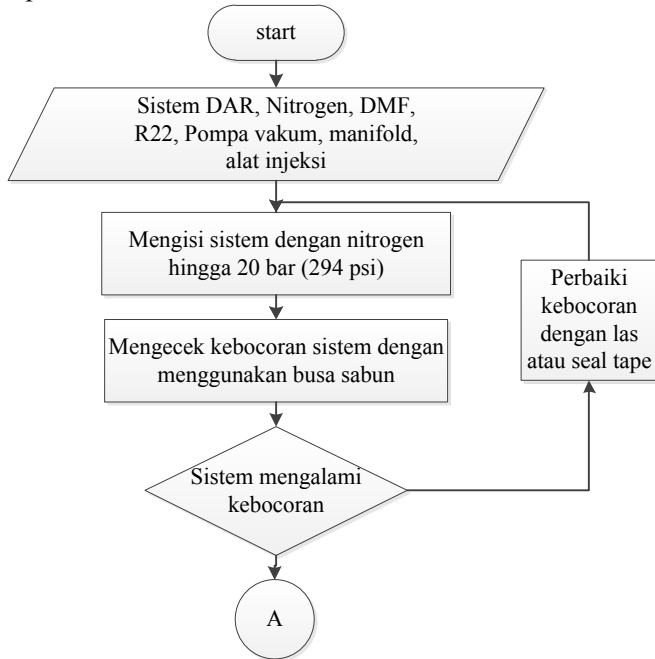
Untuk melindungi dari zat-zat berbahaya agar tidak terhirup seperti: DMF dan R22.

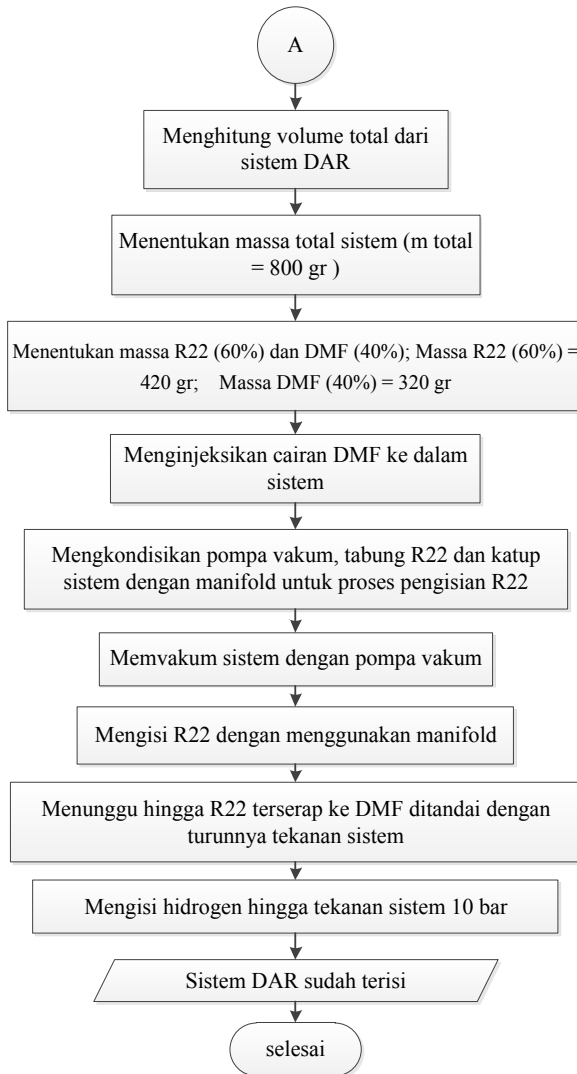
b. Sarung Tangan

Digunakan untuk melindungi tangan dari zat-zat berbahaya seperti DMF.

3.4. Prosedur Pengisian Sistem DAR

Prosedur pengisian sistem DAR selengkapnya dapat dilihat pada flowchart berikut:





Gambar 3.5 Flowchart prosedur pengisian sistem DAR

Untuk memperjelas *flowchart* pengisian R22-DMF-Hidrogen, berikut ini penjelasan langkah langkah pengisian sistem.

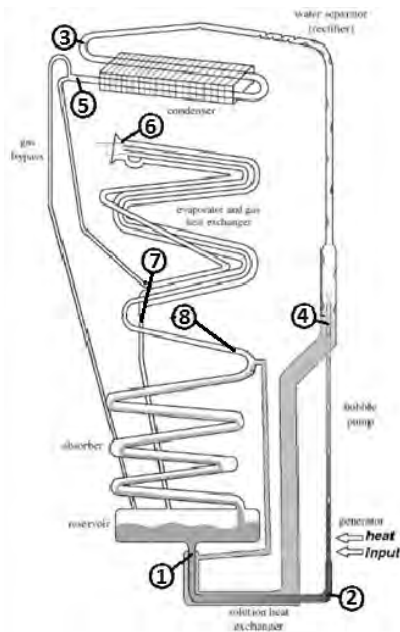
- a. Masukkan oksigen pada sistem sampai tekanan bernilai 20 bar melalui katup yang terdapat pada *reservoir*.
- b. Setelah mencapai tekanan 20 bar lakukan pengecekan kebocoran pada sistem dengan cara memberikan sabun yang telah dicairkan dengan air pada setiap sambungan pada sistem.
- c. Periksa dengan teliti tanda tanda kebocoran pada sistem dengan munculnya gelembung. Jika terjadi kebocoran tandai kebocoran tersebut.
- d. Buka katup pada *reservoir* agar gas oksigen keluar dari sistem sampai tekanan pada *pressure gauge* menunjukkan nilai nol.
- e. Lakukan pengelasan pada titik kebocoran.
- f. Setelah dilakukan pengelasan, **ulangi langkah a-b-c**.
- g. Jika tidak terjadi kebocoran maka dapat dilakukan proses penginjeksian cairan DMF dengan berat 320 gram. Proses injeksi dilakukan menggunakan alat injeksi (alat suntik) melalui katup pada *reservoir*.
- h. Jika DMF sudah terinjeksi ke dalam sistem langkah selanjutnya adalah memvakumkan oksigen di dalam sistem. Proses vakum oksigen dilakukan dengan *charge manifold* yang mempunyai 3 katup. Katup tengah dipasang pada katup reservoir, katup lainnya disambungkan pada pompa vakum dan tabung R22.
- i. Saat proses pemvakuman, buka katup pada cabang pompa vakum dan katup *reservoir*. Tutup katup pada cabang tabung R22. Nyalakan pompa vakum dan amati *pressure gauge* pada charge manifold, jika jarum *pressure gauge* sudah menunjukkan angka -1 bar.
- j. Setelah sistem dalam kondisi vakum, letakkan timbangan digital dibawah tabung R22, tutup katup pada pompa vakum lalu buka katup pada cabang R22. R22 akan masuk

ke dalam sistem secara alami menuju tekanan yang lebih rendah. Perhatikan timbangan digital sampai massa R22 berkurang sebanyak 420 gram.

- k. Jika R22 sudah berkurang 420 gram, maka tutup katup pada tabung R22. Lepaskan *charge manifold* dari katup reservoir.
- l. Langkah selanjutnya adalah memasukan gas hidrogen ke dalam sistem melalui katup pada absorber sampai tekanan dalam sistem menunjukkan angka 10 bar.

3.5. Parameter yang Diukur

Adapun parameter yang diukur pada penelitian ini berupa temperatur dan tekanan yang diukur pada titik-titik yang ditentukan. Titik-titik pengukuran dapat dilihat pada gambar 3.6 berikut:

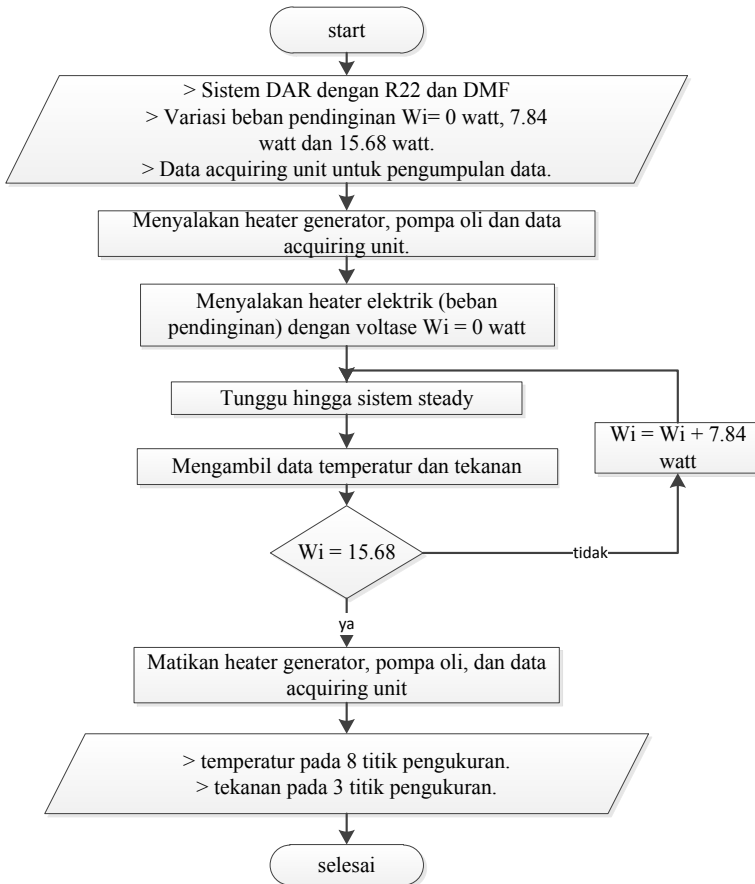


Gambar 3.6. Skema parameter yang diukur

Keterangan:

1. Temperatur outlet reservoir (T1).
2. Temperatur dan tekanan strong solution saat memasuki generator (T2,P2).
3. Temperatur dan tekanan inlet kondensator (T3,P3).
4. Temperatur weak solution pada keluaran generator (T4).
5. Temperatur outlet kondensator (T5).
6. Temperatur inlet evaporator (T6).
7. Temperatur outlet evaporator (T7).
8. Temperatur dan tekanan absorber (T8,P8).
9. Temperatur kabin pendinginan (Tk).
10. Temperatur inlet thermal oil generator (Tig).
11. Temperatur outlet thermal oil generator (Tog).

3.6. Prosedur Pengambilan Data



Gambar 3.7 Flowchart prosedur pengambilan data

3.7. Prosedur Pengujian

Dalam uji eksperimen sistem pendingin difusi absorpsi ini dilakukan dalam beberapa tahap, seperti tahap persiapan, tahap pengambilan data dan tahap akhir.

3.7.1. Tahap Persiapan

1. Memastikan semua peralatan dan sistem pendinginan dapat bekerja dengan baik.
2. Mengeluarkan sisa DMF dari sistem.
3. Mengosongkan sistem dengan cara divakum dengan menggunakan pompa vakum selama kurang lebih setengah jam.
4. Mempersiapkan peralatan pengambilan data seperti *thermocouple*, *pressure gauge*, *data acquisition unit*, dll. kemudian mengecek keadaan alat ukur agar berfungsi dengan baik.
5. Memasang *thermocouple* pada setiap titik ukur.
6. Melakukan cek kebocoran dengan mengisi nitrogen hingga tekanan 20 bar dan tunggu hingga 1 hari, apakah tekanan yang ditunjukkan *pressure gauge* turun atau tidak. Jika tekanan turun, artinya terdapat kebocoran maka harus segera diperbaiki dengan menggunakan *plastic steel* atau dilas.
7. Mengisi R22 dan DMF dengan massa yang telah ditentukan.
8. Melakukan cek kebocoran lagi dengan menggunakan busa sabun, dengan cara melumurinya pada sepanjang pipa refrigerasi.
9. Membersihkan dan menyiapkan kabin agar dalam kondisi bersih.
10. Memasang *heater electric* pada kabin pendinginan sebagai beban dari evaporator.
11. Memastikan semua peralatan terpasang dengan baik dan benar.

3.7.2. Tahap Pengambilan Data

1. Menyalakan pompa oli dan atur debit keluar 4 liter per jam.
2. Menyalakan heater generator, dan fan kondenser.

3. Ukur kecepatan fan kondensor dengan menggunakan anemometer.
4. Mengatur daya input heater electric dengan pembebanan 0 watt (tanpa pembebanan).
5. Tunggu hingga sistem berjalan dengan *steady*.
6. Mengambil data temperatur dan tekanan pada titik pengukuran yang ditentukan..
7. Memvariasikan beban heater electric sebesar 7,84 watt dan 15,68 watt dan ulangi langkah 5 (mengambil data temperatur dan tekanan).

3.7.3. Tahap Akhir

1. Menghentikan kerja mesin pendingin dengan mematikan heater electric, fan kondensor, heater generator dan pompa oli.
2. Membersihkan peralatan dan area sekitar pengujian.
3. Mengolah data hasil pengamatan dan perhitungan data.

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN DATA

4.1. Data Hasil Perhitungan

Dari percobaan yang dilakukan akan didapat hasil berupa data pengukuran temperatur pada delapan titik pada sistem, tekanan pada tiga titik pengukuran, temperatur dari input dan output saluran oli, temperatur dari kabin, temperatur heater elektrik sebagai beban pendinginan dan kecepatan aliran udara yang melewati kondensor. Data pendukung yang berhubungan dengan sistem pendingin didapatkan dari spesifikasi dan literatur yang relevan.

Pengambilan data dilakukan dengan memberikan variasi voltase yang masuk pada heater elektrik untuk mengkondisikan beban pendinginan pada kabin evaporator dengan menggunakan heater elektrik. Temperatur beban pendingin (heater elektrik) yang digunakan pada evaporator yaitu 25°C (0 watt), 32.5°C (7.84 watt), dan 37.5°C (15.68 watt). Data percobaan dan hasil perhitungan pada tiap variasi beban pendinginan dapat dilihat pada lampiran.

4.2. Perhitungan Data

Pada perhitungan data digunakan satu contoh data pengukuran yang didapatkan dari percobaan tanpa beban pendinginan 0°C (0 volt) pada data ke 13. Data yang diperoleh dari percobaan tersebut yaitu sebagai berikut:

- | | |
|--|-----------|
| 1. Temperatur <i>outlet reservoir</i> (T1) | = 36 °C |
| 2. Temperatur <i>inlet</i> generator (T2) | = 42,3 °C |
| 3. Temperatur <i>inlet</i> kondensor (T3) | = 55.1 °C |
| 4. Temperatur <i>weak solution</i> (T4) | = 75.2 °C |
| 5. Temperatur <i>outlet</i> kondensor (T5) | = 30.7 °C |
| 6. Temperatur <i>inlet</i> evaporator (T6) | = 16,8 °C |
| 7. Temperatur outlet evaporator (T7) | = 21 °C |

8. Temperatur <i>inlet</i> absorber (T8)	= 34,9 °C
9. Temperatur udara <i>inlet</i> kondensor (Tui)	= 26.1 °C
10. Temperatur udara <i>outlet</i> kondensor (Tuo)	= 27.3 °C
11. Tekanan total sistem	= 12.8 bar
12. Massa jenis udara (ρ udara)	= 1,164 kg/m ³
13. Kalor spesifik udara (Cp)	= 1,1007 kJ/kg.K
14. Konsentrasi strong solution	= 0.6 (60%)

Asumsi yang digunakan dalam perhitungan data adalah :

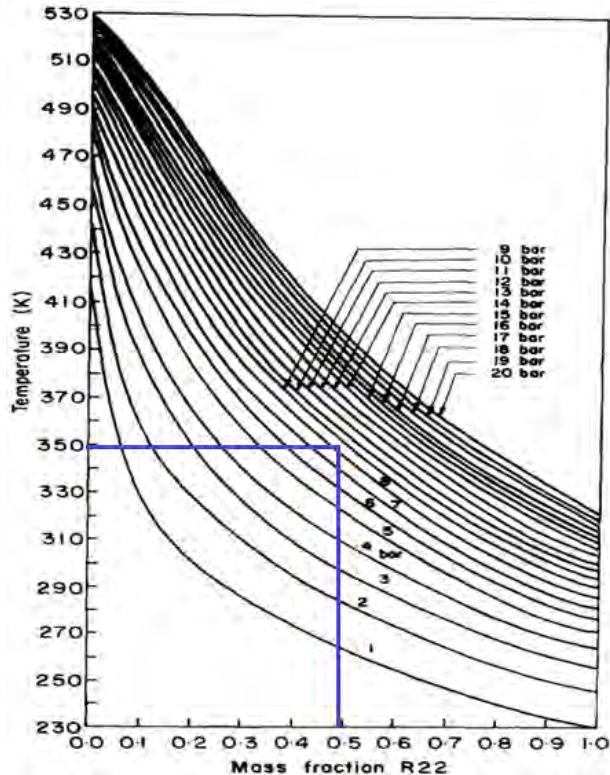
1. Konsentrasi R22 yang melewati rectifier (Xr) = 100%
2. Refrijeran pada inlet kondensor dalam fase superheated vapour.
3. Refrijeran pada outlet kondensor dan inlet evaporator dalam fase saturated liquid.
4. Refrijeran pada outlet evaporator dalam fase saturated vapor.
5. Pada weak solution terdapat pengaruh tekanan hidrogen.

4.2.1. Nilai Konsentrasi Weak Solution

Pada sistem pendingin absorpsi, tekanan total sistem yang bekerja pada semua titik bernilai sama, sehingga tekanan pada kondensor sama dengan tekanan total pada generator. Begitu halnya dengan tekanan yang bekerja pada saluran weak solution, bernilai sama dengan tekanan total sistem. Dengan mengasumsikan bahwa pada saluran weak solution terdapat larutan weak solution dan hidrogen, dimana besar tekanan hidrogen pada absorber sama dengan besar tekanan hidrogen yang bekerja pada evaporator, yaitu sekitar 4 bar, sehingga tekanan pada larutan weak solution dapat diketahui.

Dengan menggunakan data tekanan dan temperatur pada percobaan, kita dapat mengetahui konsentrasi R22 pada weak solution. Dengan menarik garis lurus pada temperatur, dan kurva tekanan pada diagram P-T-X R22-DMF (agarwal, 1982) maka

akan didapatkan nilai konsentrasi R22 seperti pada gambar 4.1 berikut.



Gambar 4.1 penggunaan diagram P-T-X campuran R22-DMF dalam menentukan konsentrasi weak solution.

Dari gambar 4.1, dengan menggunakan nilai temperatur weak solution (T_4) = $75,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ = $348,5\text{ K}$ dan tekanan weak solution = tekanan total – tekanan hidrogen = $12,8\text{ bar} - 4,5\text{ bar} = 8,3\text{ bar}$, maka akan didapatkan nilai konsentrasi dari weak solution (X_{ws}) = $0,49 = 49\%$.

4.2.2. Nilai Entalpi di Setiap Titik

Pada sistem refrigerasi absorpsi, terdapat beberapa macam fluida yang melewati titik-titik pengukuran. Fluida tersebut berupa larutan strong solution, weak solution, R22 dengan fase saturated vapor dan R22 fase saturated liquid. Untuk mendapatkan nilai entalpi pada titik-titik pengukuran terlebih dahulu kita harus menentukan fluida yang mengalir didalamnya.

Pada titik-titik yang dilalui oleh refrigeran R22 kita dapat mengetahui nilai entalpinya dengan menggunakan tabel saturated R22 (properties of saturated refrigerant R22 (liquid-vapor) dan tabel Superheated Refrigerant 22 Vapor.

1. T_3 (inlet kondensor) = 55,1 °C dan $P_3 = 12,8$ bar ; $h_3 = 433,990$ kJ/kg (tabel A-9)
2. T_5 (outlet kondensor) = 30,7 °C ; $h_5 = 237,562$ kJ/kg (tabel A-7)
3. T_6 (inlet evaporator) = 16,8 °C ; $h_6 = 220,147$ kJ/kg (tabel A-7)
4. T_7 (outlet evaporator) = 21 °C ; $h_7 = 412,194$ kJ/kg (tabel A-7)

Sedangkan untuk titik 2 dan 4 fluida yang mengalir didalamnya merupakan campuran dari R22 dan DMF. Untuk mencari nilai entalpi pada titik 2 dan 4 dapat menggunakan persamaan (2.4) hingga (2.8).

a. Entalpi Strong Solution

Pada titik 2 merupakan strong solution yang diasumsikan berada pada kondisi saturated liquid dengan temperatur (T_2) = 42,3 °C = 315,3 K, tekanan sistem (P) = 12.8 bar, dan konsentrasi $X_{ss} = 0,6$. Entalpi larutan *strong solution* yang merupakan campuran dari DMF dan R22 dapat diketahui dari persamaan (2.4), dimana persamaannya sebagai berikut.

$$h(T, X) = h_{sl,r}X + h_{sl,a}[1 - X] + h_{mix} \quad \dots (2.4)$$

Entalpi campuran pada strong solution merupakan penjumlahan dari entalpi larutan refrigeran ($h_{sl,r}$), entalpi larutan DMF ($h_{sl,a}$) dan entalpi mixture-nya sendiri (h_{mix}). Nilai dari $h_{sl,r}$, $h_{sl,a}$ dapat dicari dengan menggunakan persamaan (2.5) dan (2.6) berikut.

$$h_{sl,r}(T, X) = F_0 + F_1T_r + F_2T_r^2 \quad \dots (2.5)$$

$$h_{sl,a}(T, X) = F_0 + F_1T_r + F_2T_a^2 \quad \dots (2.6)$$

Nilai dari F_0 , F_1 , dan F_2 bergantung dari pasangan refrigeran dan absorben yang digunakan, yaitu R22 dan DMF. Dimana masing- masing nilai koefisien dapat dilihat pada tabel 4.1 dibawah ini.

Tabel 4.1 Nilai Koefisien F_0 , F_1 , dan F_2 untuk pasangan refrijeran R22 dan DMF

	R22	DMF
F_0	$-0.681484E + 02$	$-0,3522E + 03$
F_1	$0,06313E + 00$	$0,1317E + 01$
F_2	$0,00202E + 00$	$0,1239E - 02$

Sehingga nilai dari $h_{sl,r}$, dan $h_{sl,a}$ masing-masing bernilai.

$$h_{sl,r}(315.3) = (-0.6815E + 02) + (0,06313) * 315,3 + (0,00202) * 315,3^2$$

$$h_{sl,r}(315.3) = 150,574 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{sl,a}(315.3) = -0,352E03 + (0,131E01) * 315,3 + (0,123E - 02) * 315,3^2$$

$$h_{sl,a}(315.3) = 186,224 \text{ kJ/kg}$$

Sedangkan nilai dari h_{mix} didapat dengan menggunakan persamaan (2.7) berikut.

$$h_{mix}(T, X) = \{[(1 - X)RT^2]/M_{mix}\} * \{K_0Y_0 + K_1Y_1 + K_2Y_2 + K_3Y_3\} \dots\dots (2.7)$$

Nilai variabel seperti K_0 , K_1 , K_2 , K_3 , Y_0 , Y_1 , Y_2 , dan Y_3 dapat dilihat dari tabel 2.4 dan 2.5 yang terdapat pada bab II sebelumnya.

$$K_0 = \frac{B_0}{T^2} + \frac{2*C_0}{T^3} - \frac{E_1}{T^2} + E_2 + \frac{E_3}{T}$$

$$K_1 = \frac{B_1}{T^2} + \frac{2*C_1}{T^3},$$

$$K_2 = \frac{B_2}{T^2} + \frac{2*C_2}{T^3}, \quad K_3 = 0$$

Untuk nilai dari Y_0 , Y_1 , Y_2 , Y_3 didapat menggunakan persamaan berikut.

$$Y_0 = X/(1 - X)$$

$$Y_1 = X/(1 - X) + \ln(1 - X)$$

$$Y_2 = 1/(1 - X) - (1 - X) + 2 \ln(1 - X)$$

$$Y_3 = X/(1 - X) + X^2/2 + 2X + 3 \ln(1 - X)$$

Dengan memasukkan nilai variabel tersebut kedalam persamaan (2.7) maka akan didapatkan nilai dari entalpi campuran (h_{mix}) yaitu

$$h_{mix}(315,3 ; 0,6) = -9,484,$$

Sehingga nilai entalpi strong solution total,

$$h(312,9 ; 0,6) = 150.573 * 0,6 + 186,224 * (1 - 0,6) - 9,4848$$

$$= 155,349 \text{ kJ/kg}$$

b. Entalpi Weak Solution

Pada generator, strong solution yang masuk akan dipanaskan sehingga R22 pada strong solution akan menguap dan larutan dengan konsentrasi R22 yang lebih rendah akan mengalir kembali ke absorber. Untuk mengetahui entalpi dari larutan weak solution, kita dapat menganalisa titik 4. Adapun data-data yang diperoleh dari titik 4 adalah sebagai berikut.

- Temperatur (T_4) = $75,2\text{ }^{\circ}\text{C} = 548,2\text{ K}$
- Konsentrasi weak solution = $0,49 = 49\%$

Untuk mencari entalpi pada weak solution sama seperti mencari entalpi pada strong solution, hanya saja berbeda pada konsentrasi larutannya saja. Persamaan yang digunakan pun sama, yaitu persamaan (2.4) hingga (2.7)

$$h_{sl,r}(T, X) = F_0 + F_1 T_r + F_2 T_r^2$$

$$h_{sl,r}(348,2) = (-0.681484E + 02) + (0,06313) * 348,2 + (0,00202) * 348,2^2$$

$$h_{sl,r}(348,2) = 199.744\text{ kJ/kg}$$

Dan nilai entalpi dari saturated liquid absorben ($h_{sl,a}$) adalah

$$h_{sl,a}(348,2) = (-0,352E03) + (0,1317E01) * 348,2 + (0,1239E - 02) * 348,2^2$$

$$h_{sl,a}(348,2) = 256.599\text{ kJ/kg}$$

Nilai entalpi campuran dari larutan (h_{mix}) =

$$h_{mix}(T, X) = \{[(1 - X)RT^2]/M_{mix}\} * \{K_0 Y_0 + K_1 Y_1 + K_2 Y_2 + K_3 Y_3\}$$

$$h_{mix}(348,2 ; 0,49) = -4,595\text{ kJ/kg}$$

Sehingga nilai entalpi dari larutan weak solution didapat :

$$h(T, X) = h_{sl,r}X + h_{sl,a}[1 - X] + h_{mix}$$

$$h(348,2 ; 0,49) = 199,744 * 0,49 + 256,599 * (1 - 0,49) - 4,595$$

$$h(348,5 ; 0,49) = 224,234 \text{ kJ/kg}$$

4.2.3. Laju Aliran Massa

Pada sistem refrigerasi difusi absorpsi, terdapat 3 jenis fluida yang mengalir didalamnya. Ketiga fluida tersebut adalah larutan strong solution (campuran antara R22 dan DMF) pada inlet generator (titik 2), larutan weak solution pada keluaran generator menuju absorber (titik 4), dan refrigeran/ R22 pada inlet konsensor hingga outlet evaporator. Ketiga fluida tersebut memiliki laju alir yang berbeda, namun saling terkait antara ketiganya. Berikut penjelasan untuk mengetahui nilai laju aliran massa ketiga fluida tersebut.

a. Laju Aliran Massa Refrigeran

Untuk mengetahui nilai laju aliran massa refrigeran, dapat ditinjau dari kesetimbangan energi yang terjadi pada kondensor. Pada kondensor terdapat ducting yang berfungsi untuk mempermudah perhitungan kesetimbangan energi. Berdasarkan prinsip kesetimbangan energi, kalor yang dialirkan oleh refrigeran didalam kondensor sama dengan kalor yang dialirkan oleh udara yang melewati fin kondensor. Luasan penampang pada ducting :

$$A = P * L = 0.325 \text{ m} * 0.125 \text{ m} = 0.040625 \text{ m}^2$$

Laju aliran massa refrijeran didapat dari persamaan (2.25)

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\rho_{udara} \cdot v \cdot A \cdot c_{p\ udara} \cdot (T_{uo} - T_{ui})}{(h_3 - h_5)}$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{1,16 \frac{kg}{m^3} \cdot 2,29 \frac{m}{s} \cdot 0,04 m^2 \cdot 1,007 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (300,2 - 299,1) K}{(434,99 - 224,237) kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{ref} = 0,000691 \text{ kg/s} = 0,691 \text{ gr/s}$$

b. Laju Aliran Massa Strong Solution dan Weak Solution

Laju aliran massa untuk strong solution dan weak solution dapat dicari dengan menggunakan persamaan (2.8) dan (2.9).

$$\dot{m}_{ss} = \dot{m}_{ws} + \dot{m}_{reff}$$

$$X_{ss} \dot{m}_{ss} = X_{ws} \dot{m}_{ws} + X_R \dot{m}_R$$

Dengan mensubstitusi persamaan (2.8) dan (2.9) maka akan didapatkan persamaan laju aliran massa weak solution .

$$\dot{m}_{ws} = \frac{\dot{m}_{reff} (1 - X_{ss})}{(X_{ss} - X_{ws})}$$

$$\dot{m}_{ws} = \frac{0,691 \text{ gr/s} (1 - 0,6)}{(0,6 - 0,49)} = 2,304 \text{ gr/s}$$

Dengan memasukkan nilai \dot{m}_{ws} dan \dot{m}_{reff} kedalam persamaan (2.8) maka akan didapat nilai dari laju aliran massa strong solution.

$$\dot{m}_{ss} = 2,304 \text{ gr/s} + 0,691 \text{ gr/s}$$

$$\dot{m}_{ss} = 2,995 \text{ gr/s}$$

4.2.4. Kapasitas Pendinginan

Kapasitas pendinginan atau kerja evaporator dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.11).

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ref}(h_7 - h_6)$$

$$\dot{Q}_{evap} = 0.69 * 10^{-3} \text{ kg/s} (412.19 \text{ kJ/kg} - 220.15 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{Q}_{evap} = 132.77 \text{ J/s}$$

4.2.5. Kalor yang Diserap Generator

Pada generator, kalor yang masuk akan digunakan untuk menguapkan refrijeran (R22) yang terdapat pada strong solution. Besar kalor yang diserap dapat dihitung dengan menggunakan kesetimbangan energi yang terjadi pada generator, seperti yang dijelaskan pada persamaan (2.10).

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_2 \cdot h_2$$

$$\dot{Q}_{gen} = 0.69 \frac{\text{gr}}{\text{s}} * 434.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 2.3 \frac{\text{gr}}{\text{s}} * 224.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 2.9 \frac{\text{gr}}{\text{s}} * 151.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{Q}_{gen} = 351.38 \text{ J/s}$$

4.2.6. Coefficient of Performance

COP merupakan perbandingan dari kalor yang diserap oleh evaporator terhadap kalor yang diberikan oleh generator. Nilai dari COP aktual pada eksperimen ini dapat diketahui dengan menggunakan persamaan (2.28).

$$COP_{aktual} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gen}} = \frac{132.77 \text{ J/s}}{351.38 \text{ J/s}}$$

$$COP_{aktual} = 0.378$$

4.3. Tekanan Parsial di Evaporator

Salah satu perbedaan sistem pendingin difusi absorpsi dibandingkan dengan kompresi uap yaitu fenomena tekanan di evaporator. Pada mesin pendingin difusi absorpsi ini terjadi peningkatan tekanan dari 10 bar menjadi 12.8 bar. Hal ini dikarenakan selain karena adanya gas hidrogen yang bertemu dengan refrijeran (R22) pada *inlet* evaporator juga dikarenakan laju aliran massa refrigerant yang terlalu kecil jika dibandingkan dengan laju perubahan fase refrigerant cair ke uap.

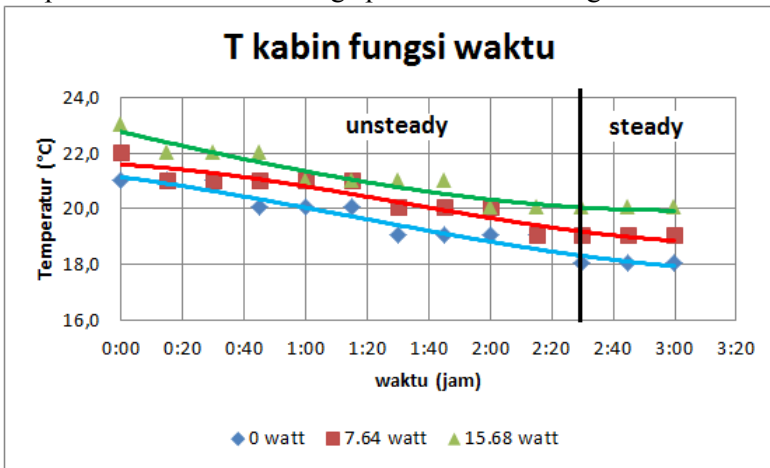
Pada saat masuk evaporator dengan tekanan total 12.8 bar, refrijeran dalam fase *liquid* dengan temperatur 16.8 °C dimana memiliki tekanan parsial R22 sendiri yaitu 8.31 bar (Tabel saturated R22 Lampiran B). Begitu juga dengan gas hidrogen yang memiliki tekanan parsial sendiri. Tekanan total pada sistem merupakan penjumlahan dari tekanan parsial pada masing-masing fluida pengisinya. Saat panas dari kabin diserap oleh refrigerant di evaporator, maka semua refrijeran liquid akan mengalami perubahan fase dari liquid menjadi uap.

Dengan laju aliran massa refrijeran yang sangat kecil yaitu 0,691 gram/s mengakibatkan tekanan parsial dari rerijeran akan berubah fase dari cair ke uap dikarenakan laju produksi uap refrijeran yang dihasilkan lebih besar daripada laju alir massa refrijeran. Hal inilah yang menyebabkan tekanan total sistem meningkat menjadi 12.8 bar.

4.4. Pembahasan Grafik

4.4.1. Temperatur kabin pada Beban Pendinginan

Salah satu parameter performasi sistem pendinginan adalah temperatur kabin atau area yang didinginkan. Dimana semakin rendah temperatur suatu area yang didinginkan, maka menunjukkan kemampuan refrigerasi mesin pendingin yang tinggi. Pada gambar 4.2 dapat dilihat grafik perbandingan temperatur kabin antara ketiga pembebanan seiring waktu.



Gambar 4.2 Grafik temperatur kabin terhadap fungsi waktu pada ketiga beban pendinginan.

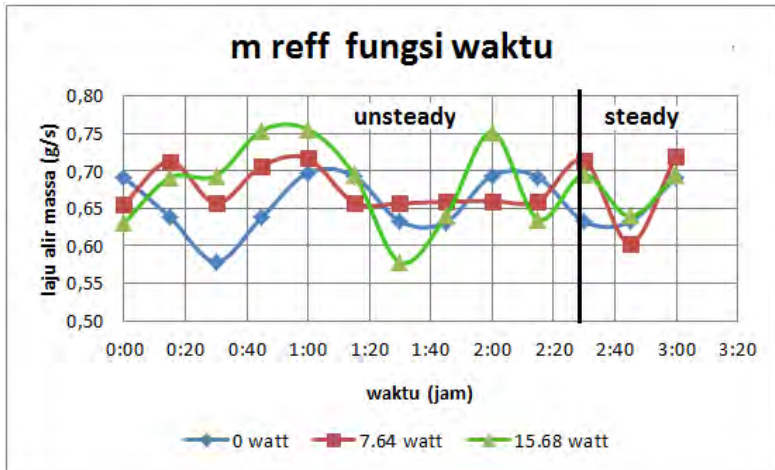
Grafik 4.2 diatas adalah grafik temperatur kabin evaporator (T_k) terhadap fungsi waktu. Dari grafik diatas dapat kita lihat bahwa trenline grafik yang terjadi terus menurun seiring waktu berjalan. Temperatur kabin terus menurun hingga pada waktu 2:30 temperatur kabin mulai stabil (*steady*). Pada titik 0.00 hingga 2.15 disebut masa transient (*unsteady*) dimana keadaan kabin belum *steady*.

Grafik 4.2 menunjukkan perbandingan temperatur kabin pada tiap variasi percobaan. Trendline terendah terdapat pada variasi beban pendinginan pertama yaitu tanpa beban (0 watt), beban kedua (7.84 watt) dan variasi beban pendinginan yang terakhir dengan beban heater 15.68 watt. Dari gambar diatas terlihat grafik pada variasi pembebanan ketiga (15.8 watt) memiliki temperatur yang paling tinggi dengan suhu awal kabin evaporator berkisar pada 22.5°C dan suhu akhirnya berkisar pada angka 20°C , kemudian diikuti variasi yang kedua (7.84 watt) dengan suhu awal kabin evaporator pada 21°C dan suhu akhirnya antara 19°C dan yang terakhir adalah kondisi kabin tanpa pembebanan (0 watt), dimana suhu awal kabin adalah 21°C dan suhu akhir kabin 18°C .

Dari grafik ini nampak adanya pengaruh pembebanan pada kabin evaporator. Yaitu berpengaruh pada *cooling rate* dan suhu kabin evaporator. Hal ini terlihat pada grafik, dimana dengan waktu yang sama, suhu kabin evaporator yang dikondisikan tanpa beban memiliki suhu yang paling rendah, jika dibandingkan dengan menggunakan beban.

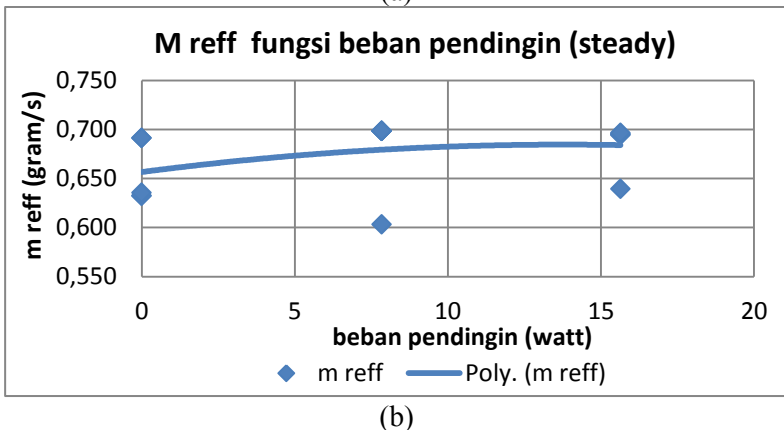
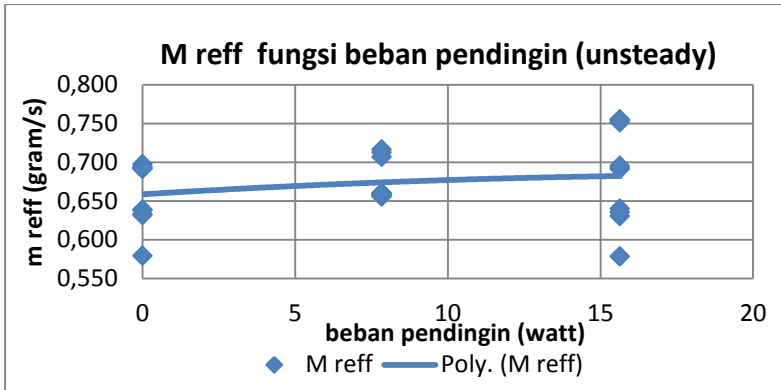
4.4.2. *m* Refrigeran pada Beban Pendinginan

Salah satu parameter yang mempengaruhi kinerja dari suatu sistem pendinginan adalah laju massa refrijeran yang mengalir pada sistem. Pada sistem refrigrasi difusi absorpsi, laju refrijeran yang mengalir cenderung sangat kecil. Hal ini dikarenakan pada sistem ini tidak menggunakan kompresor, melainkan menggunakan generator untuk menguapkan refrijeran. Pada gambar 4.3 dapat dilihat grafik laju alir massa R22 terhadap fungsi waktu pada ketiga beban pendinginan.



Gambar 4.3 Grafik \dot{m}_{ref} terhadap fungsi waktu pada ketiga beban pendinginan.

Dari grafik 4.3 terdapat dua keadaan dimana dari titik 0.00 hingga 2.20 merupakan keadaan unsteady atau transient (lihat grafik 4.2, hal 43). Pada grafik diatas, laju alir massa dari R22 terlihat berfluktuasi naik turun. Pada keadaan transient fluktuasi dari grafik terlihat lebih besar dari saat keadaan sudah steady. Hal ini dikarenakan pada keadaan unsteady, masih terdapat perubahan energi internal terhadap waktu ($\frac{du}{dt}$).



Gambar 4.4 grafik \dot{m}_{ref} terhadap fungsi beban pendinginan pada keadaan: (a) unsteady dan (b) steady.

Gambar 4.4 menunjukkan laju aliran massa (*mass flow rate*) refrigeran terhadap fungsi beban pendinginan pada keadaan *unsteady* dan *steady*. Kedua grafik tersebut menunjukkan trenline grafik yang cenderung naik seiring dengan naiknya beban pembebanan. Dari gambar grafik juga terlihat laju aliran massa refrigeran pada beban ketiga (15.68 watt) memiliki laju aliran massa yang paling tinggi jika dibandingkan dengan laju aliran

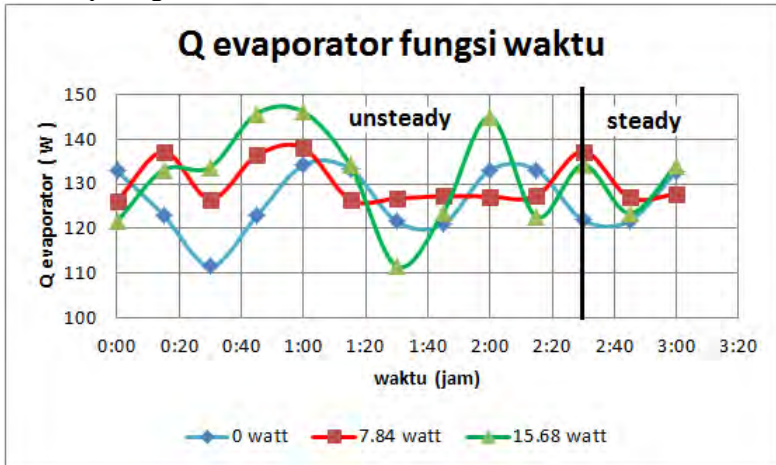
massa refrigeran pada kedua beban pendinginan lainnya. Namun selisih laju aliran massa refrigeran pada beban ketiga dan beban kedua tidak terlalu signifikan jika dilihat pada data hasil perhitungan.

Naiknya laju aliran masa refrigeran pada beban ketiga disebabkan karena perhitungan laju aliran massa refrigeran pada ini menggunakan perbandingan antara besarnya panas yang dilepaskan kondensor ke lingkungan sekitar akibat kerja paksa dari fan dibagi dengan selisih entalpi pada *inlet* dan *outlet* pada kondensor. Semakin besar pembebanan yang dilakukan maka besarnya panas yang dilepaskan oleh kondensor juga semakin besar. Hal ini dikarenakan selisih temperatur udara sebelum dan sesudah melewati kondensor semakin naik dengan laju aliran massa udara yang relatif konstan karena putaran *fan* kondensor untuk setiap pembebanan yang dilakukan sama.

Pada keadaan unsteady, nilai optimum \dot{m}_{ref} terdapat pada trend line variasi beban ketiga sebesar 0,682 gram/s. Sedangkan nilai minimum \dot{m}_{ref} ada pada trendline variasi beban pertama sebesar 0,659 gram/s. Sedangkan pada keadaan steady, nilai optimum \dot{m}_{ref} terdapat pada trendline variasi beban ketiga sebesar 0.679 gram/s. Dan nilai minimum \dot{m}_{ref} terdapat pada variasi pertama (0 watt) sebesar 0.652 gram/s.

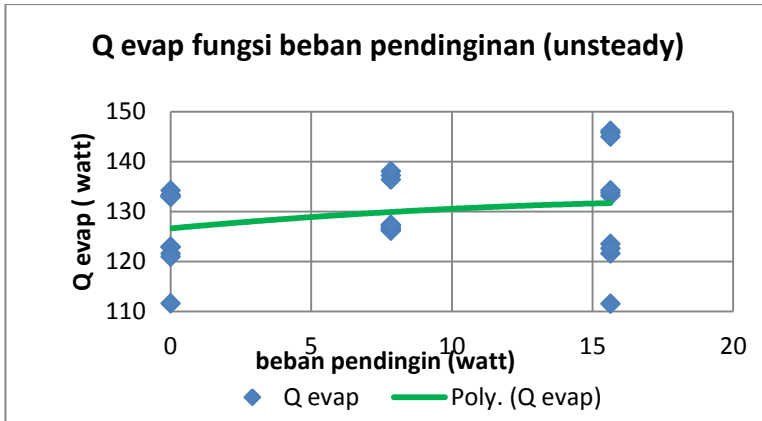
4.4.3. Q evaporator fungsi beban pendinginan

Q_{evap} adalah besarnya panas yang diserap oleh evaporator dari kabin atau *cool box* sistem DAR. Grafik di bawah ini merupakan grafik hubungan antara kapasitas pendinginan (Q_{evap}) terhadap fungsi waktu.

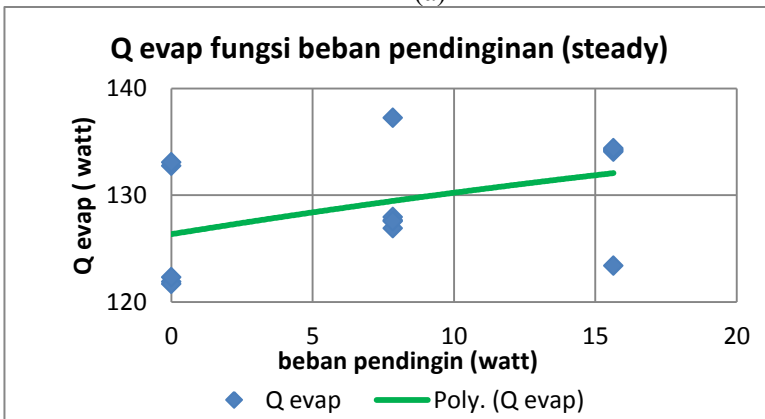


Gambar 4.5 Grafik Q evaporator terhadap fungsi waktu pada ketiga beban pendinginan.

Dari grafik 4.5 diatas, grafik menunjukkan nilai kapasitas pendinginan yang berfluktuasi seiring waktu. Pada grafik juga dapat dilihat bahwa pada kondisi unsteady(0.00 hingga 2.20), kapasitas evaporator lebih fluktuatif jika dibandingkan dengan kondisi steady. Hal ini dikarenakan pada keadaan unsteady (transient), perubahan energi internal udara di dalam kabin masih berubah-ubah ($\frac{dU}{dt} \neq 0$) sehingga kalor yang diserap oleh refrijeran pada evaporator pun akan berubah-ubah pula.



(a)



(b)

Gambar 4.6 grafik Q evaporator terhadap fungsi beban pendinginan pada keadaan: (a)unsteady dan (b)steady.

Pada grafik 4.6 diatas, dapat terlihat bahwa siring meningkatnya beban pendinginan , maka Q evaporatornya pun cenderung naik, baik pada keadaan steady maupun unsteady, namun range nilai Q evaporator pada keadaan steady lebih kecil bila dibandingkan dengan keadaan unsteady. Dari grafik juga terlihat pada beban ketiga (15.68 watt) memiliki kapasitas

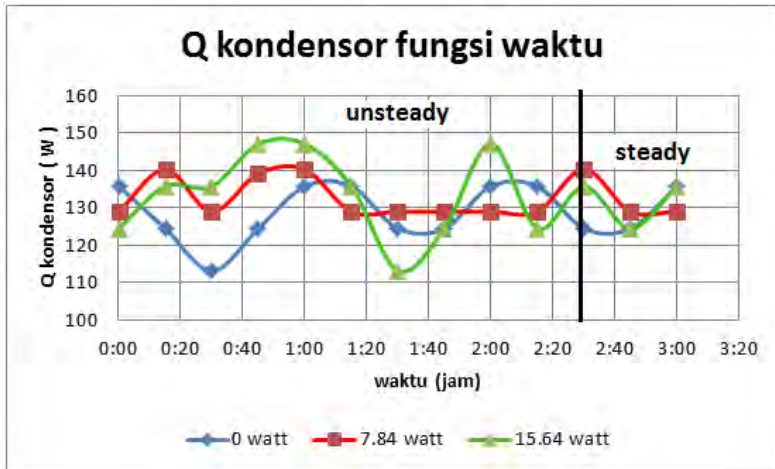
evaporator yang paling tinggi jika dibandingkan dengan kapasitas evaporator pada kedua beban pendinginan lainnya.

Meningkatnya nilai kapasitas evaporator, sebanding dengan meningkatnya nilai beban pendinginan. Hal ini dikarenakan, semakin tinggi beban pendinginan, maka refrijeran pada evaporator akan menyerap lebih banyak kalor dari kabin yang dipengaruhi oleh beban pendinginan, sehingga temperatur outlet evaporator akan semakin naik. Selisih temperatur antara input dan output evaporator akan semakin naik. Hal ini akan menyebabkan perubahan entalpinya pun akan semakin naik. Selain itu semakin tinggi beban pendinginan, maka penguapan refrijeran pada evaporator pun akan semakin cepat.

Pada keadaan unsteady nilai optimum Q_{evap} terjadi pada trendline variasi beban ketiga sebesar 131,701 Watt, dan nilai minimum Q_{evap} terjadi pada trendline variasi beban pertama sebesar 126,630 Watt. Sedangkan pada kondisi steady, nilai Q_{evap} optimum terjadi pada variasi ketiga sebesar 130.604 Watt, dan nilai minimum pada beban pertama sebesar 125.456 watt.

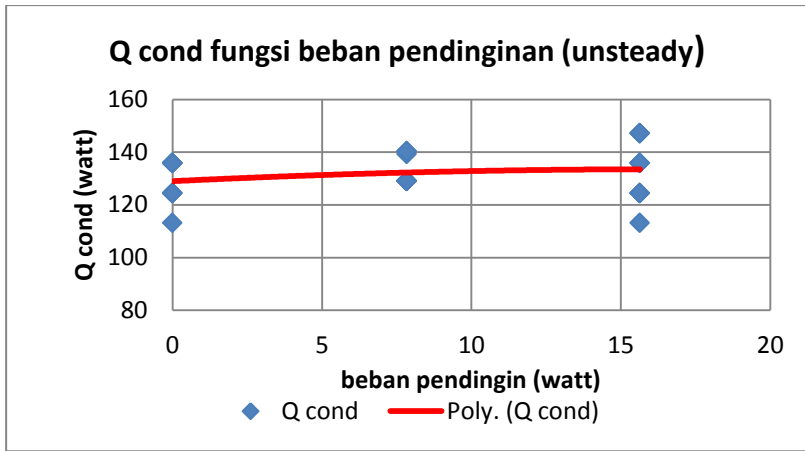
4.4.4. Q kondensor pada beban pendinginan

Grafik di bawah ini merupakan grafik hubungan antara panas yang dibuang oleh kondensor (Q_{cond}) terhadap beban pendinginan. Besar kecilnya Q_{cond} pada suatu sistem pendinginan dipengaruhi oleh beberapa factor, diantaranya adalah suhu udara yang melewatinya, kecepatan udara paksa yang melewatinya serta luasan dari *ducting* kondensor itu sendiri.

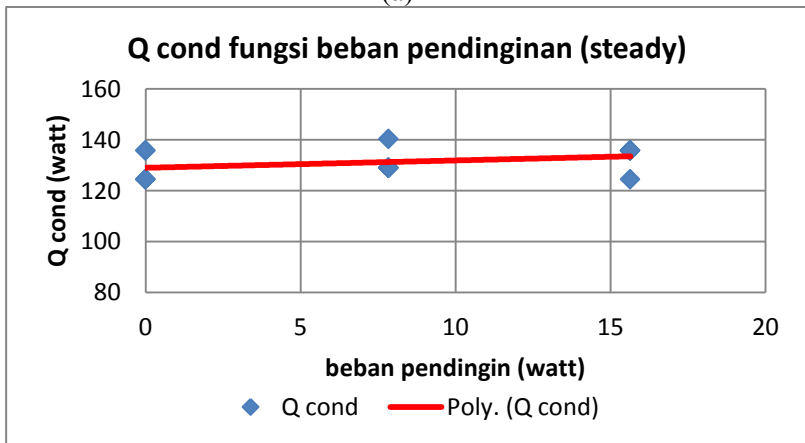


Gambar 4.7 Grafik Q kondensor terhadap fungsi waktu pada ketiga beban pendinginan.

Dari grafik 4.7 diatas, grafik menunjukkan nilai kalor yang dilepaskan oleh konsensor berfluktuasi seiring waktu. Pada grafik juga dapat dilihat bahwa pada kondisi unsteady(lihat grafik 4.2,hal 43), Q kondensor lebih fluktuatif jika dibandingkan dengan kondisi steady. Hal ini dikarenakan pada keadaan unsteady (transient), fluktuasi pada massa refrijeran yang mengalir lebih besar dari keadaan steady sehingga kalor yang dilepas oleh kondensor pun akan lebih berfluktuatif pula.



(a)



(b)

Gambar 4.8 grafik Q kondensor terhadap fungsi beban pendinginan pada keadaan: (a)unsteady dan (b)steady.

Pada grafik 4.8 diatas, dapat terlihat bahwa seiring meningkatnya beban pendinginan, maka Q kondensor terlihat cenderung naik baik pada keadaan unsteady maupun steady. Dari grafik juga terlihat pada beban ketiga (15.68 watt) memiliki kerja

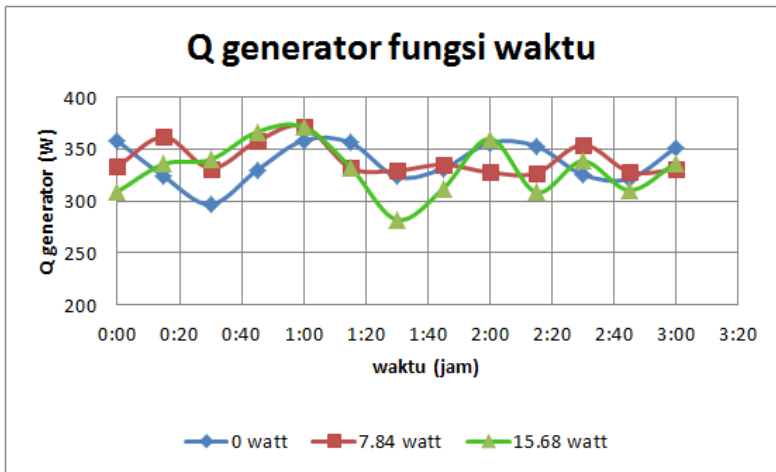
kompresor yang paling tinggi, kemudian diikuti variasi beban kedua dan pertama. Hal ini dikarenakan pada beban ketiga, memiliki nilai \dot{m}_{ref} yang lebih tinggi dari lainnya. Nilai \dot{m}_{ref} berbanding lurus dengan nilai Q_{cond} seperti dijabarkan pada persamaan berikut.

$$Q_{cond} = \dot{m}_{ref} (h_3 - h_5)$$

Dari rumus diatas dapat kita ketahui bahwa nilai Q_{cond} sangat dipengaruhi oleh besar kecilnya nilai \dot{m}_{ref} dan selisih entalpi antara input dan output kondensor. Dengan semakin banyak \dot{m}_{ref} yang mengalir, maka kerja dari kondensor (Q_{cond}) untuk melepaskan kalor dari refrijeran akan semakin tinggi.

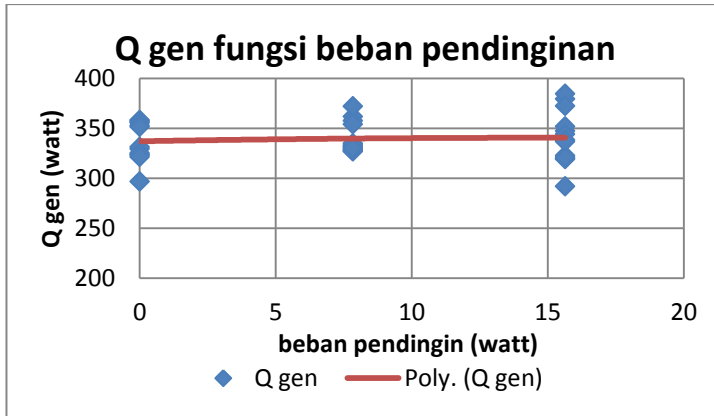
Pada keadaan unsteady, nilai optimum Q_{cond} terjadi pada variasi beban ketiga sebesar 133,535 Watt. Dan nilai minimum Q_{cond} terjadi pada variasi beban pertama sebesar 129,009 Watt. Sedangkan untuk keadaan steady, nilai optimum Q_{cond} terjadi pada variasi ketiga (15.64 watt) sebesar 132.026 watt, dan nilai minimum Q_{cond} terdapat pada beban pertama (0 watt) yaitu sebesar 128.254 watt.

4.4.5. Q generator pada variasi beban pendinginan



Gambar 4.9 Grafik Q generator terhadap fungsi waktu pada tiga beban pendinginan.

Grafik 4.9 diatas merupakan grafik hubungan antara kalor yang diserap generator (Q_{gen}) terhadap fungsi waktu. Dimana Q_{gen} sendiri adalah besarnya panas yang ditransferkan oleh fluida panas berupa *engine oil* kepada pipa generator sistem DAR yang berisi larutan campuran R22 dan DMF (strong solution). Dapat kita lihat bahwa data grafik diatas terlihat adalah fluktuatif naik turun berkisar antara 370 watt hingga 280 watt.



Gambar 4.10 grafik Q generator terhadap fungsi beban pendinginan.

Pada grafik 4.10 data diatas, dapat ditarik trendline pada ketiga beban pendinginan. Trendline pada grafik menunjukkan garis yang cenderung konstan antara ketiga beban tersebut. Hal ini dikarenakan pada percobaan, set point temperatur dan debit dari *thermal oil* pada setiap variasi diatur dengan besar yang sama, sehingga tidak terdapat hubungan antara beban pendinginan dan Q generator. Nilai dari Q generator didapat dari persamaan berikut.

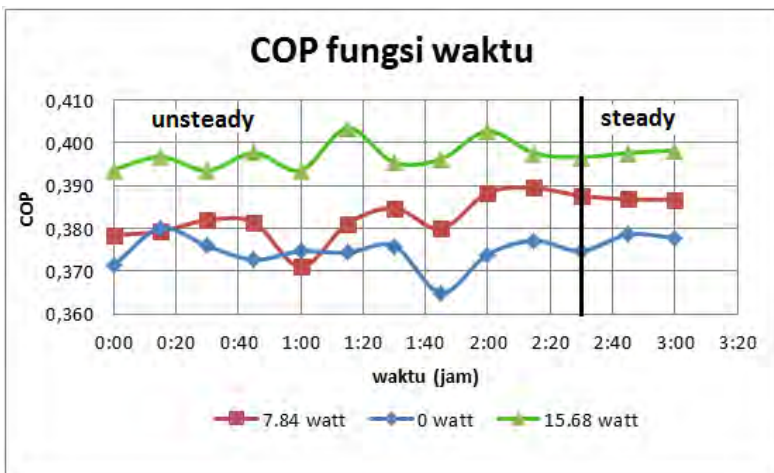
$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_2 \cdot h_2$$

Nilai Q generator didapat dari kalor yang ditransferkan oleh oli yang dipanaskan, sehingga tidak terdapat pengaruh beban pendinginan dan Q generator.

Nilai tertinggi Q_{gen} terdapat pada variasi beban kedua sebesar 372,003 Watt. Sedangkan nilai terendah Q_{gen} terdapat pada variasi beban ketiga sebesar 281,998 Watt. Nilai rata-rata antara ketiga beban pendinginan bernilai 335,990 watt.

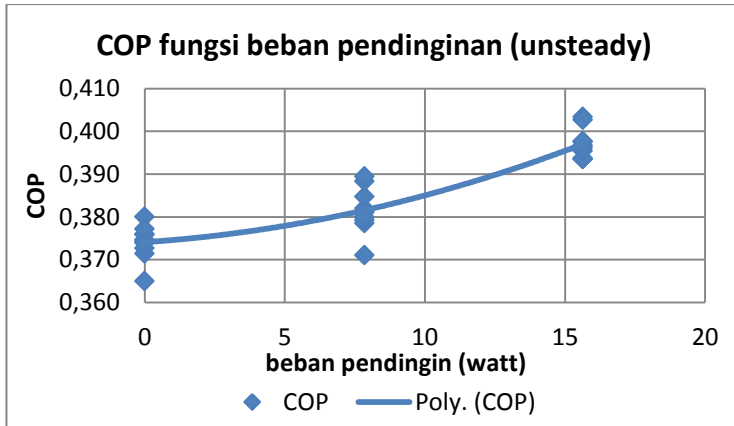
4.4.6. COP fungsi beban pendinginan

Grafik di bawah ini merupakan grafik *Coeffisient of Performanse*(COP) terhadap fungsi waktu, dengan perbandingan tiga variasi beban pendinginan. COP sendiri adalah perbandingan antara panas yang diserap oleh evaporator, dengan panas yang diberikan ke generator. Dimana pada sistem pendinginan VCR, nilai dari COP ini selalu lebih besar dari satu (>1). Adapun pada sistem DAR nilai yang dihasilkan rendah, kurang dari satu (<1).

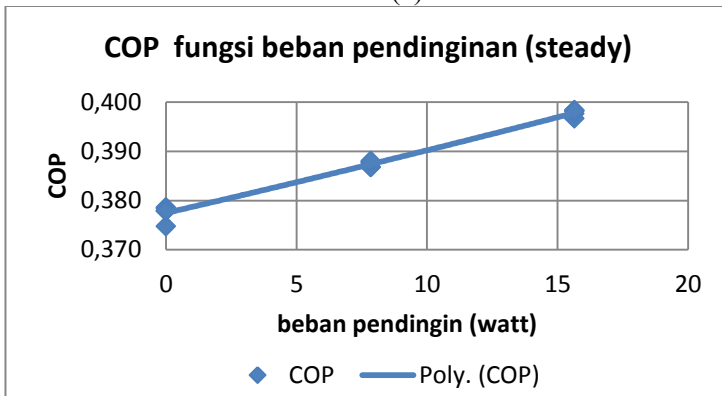


Gambar 4.11 Grafik COP terhadap fungsi waktu pada tiga beban pendinginan.

Dari gambar 4.11 dapat kita lihat bahwa grafik diatas terlihat fluktuatif pada rentang nilai 0,36 – 0,8. Fluktuasi nilai COP sistem DAR disebabkan karena nilai dari Q_{gen} dan Q_{evap} yang juga berfluktuasi, sehingga hal ini mengakibatkan nilai COP yang berfluktuasi. Namun pada keadaan steady, COP dari sistem cenderung sudah stabil. Hal ini dikarenakan pada keadaan steady, perubahan nilai Q evaporator cenderung sudah stabil.



(a)



(b)

Gambar 4.12 grafik COP terhadap fungsi beban pendinginan pada keadaan: (a)unsteady dan (b)steady.

Dari gambar 4.12 diatas terlihat bahwa pada beban pendinginan ketiga (15.64 watt) memiliki nilai COP yang paling tinggi. Hal ini menunjukkan bahwa semakin tinggi beban pendinginan, maka COP akan semakin naik. Hal ini dikarenakan beban pendinginan akan menaikkan nilai kapasitas pendinginan

($Q_{\text{evaporator}}$). Sedangkan $Q_{\text{evaporator}}$ berbanding lurus dengan COP. Seperti yang dijabarkan pada persamaan sebagai berikut :

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{evap}}}{Q_{\text{gen}}}$$

Dari rumusan diatas dapat kita ketahui bahwa semakin besar panas yang diserap oleh evaporator (Q_{evap}) dengan panas generator cenderung konstan maka COP sistem DAR akan meningkat.

Pada keadaan unsteady, nilai optimal COP terjadi pada variasi beban ketiga sebesar 0,397. Dan nilai minimum COP terjadi pada variasi beban pertama sebesar 0.374. sedangkan pada keadaan steady, nilai optimal COP terjadi pada variasi beban ketiga (15.68 watt) sebesar 0.398, dan nilai minimum pada variasi beban pertama (0 watt) sebesar 0.377.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Setelah melakukan penelitian terhadap mesin pendingin sistem difusi absorpsi R22 – DMF dengan tiga variasi beban pendinginan pada evaporator pada keadaan steady, maka dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Semakin tinggi beban pendinginan, maka kapasitas pendinginan ($Q_{\text{evaporator}}$) akan semakin tinggi, dan akan semakin tinggi pula nilai COP.
2. Dengan memvariasikan beban pendinginan di kabin evaporator DAR, diperoleh nilai – nilai optimum dari performance dalam kondisi steady sistem DAR pada variasi beban tertinggi (15,68 watt) sebagai berikut:
 - Panas generator (Q_{gen}) rata-rata adalah 337.417 watt.
 - Panas yang dibuang kondensor (Q_{cond}) optimum 132.026 watt.
 - Laju alir massa refrijeran (\dot{m}_{ref}) optimum adalah 0.679 gram/s.
 - Panas yang diserap evaporator (Q_{evap}) optimum adalah 130.604 Watt.
 - Coefficient Of Performance (COP) optimum 0.398.
3. Temperatur kabin paling rendah yang dapat dicapai terdapat pada beban pendinginan 0 watt (tanpa beban pendinginan) yaitu 18 °C.

5.2 Saran

Adapun saran yang dapat diberikan untuk penelitian selanjutnya terkait dengan mesin pendingin sistem difusi absorpsi adalah sebagai berikut:

1. Perlengkapan *safety* perlu diperhatikan lebih, agar mempermudah kerja dan melindungi peneliti dari ancaman

keselamatan kerja. Hal ini dikarenakan sistem pendingin difusi absorpsi menggunakan beberapa komponen yang cukup berbahaya bagi kesehatan.

2. Untuk penelitian selanjutnya, pada bagian pipa generator dan bubble pump sebaiknya dilakukan perbaikan atau penggantian karena telah terkorosi agar dapat digunakan pada tekanan yang lebih tinggi.
3. Untuk pengetahuan yang lebih baik, perlu dilakukan kajian tentang korelasi antara besarnya tekanan hidrogen yang dimasukkan dengan jumlah refrijeran yang digunakan.

LAMPIRAN A
TABEL DATA PERCOBAAN
DAN DATA PERHITUNGAN

LAMPIRAN B
TABEL PROPERTIES R22
DAN CAMPURAN

Tabel B.1 Tabel Cair dan Uap Jenuh R22

Temp. °C	Pressure kPa	spec. Density kg/m ³		spec. Enthalpy kJ/kg			spec. Entropy kJ/kg K	
		liquid	gas	liquid	latent	gas	liquid	gas
0	497.99	1281.5	21.229	200	205.05	405.05	1.00	1.7507
1	514.39	1278.1	21.907	201.17	204.25	405.42	1.0042	1.7492
2	531.2	1274.7	22.602	202.35	203.43	405.78	1.0085	1.7478
3	548.42	1271.3	23.314	203.53	202.61	406.14	1.0127	1.7464
4	566.05	1267.8	24.044	204.71	201.79	406.5	1.0169	1.745
5	584.11	1264.3	24.792	205.9	200.95	406.85	1.0212	1.7436
6	602.59	1260.8	25.559	207.09	200.11	407.2	1.0254	1.7422
7	621.51	1257.3	26.345	208.28	199.26	407.54	1.0296	1.7409
8	640.88	1253.8	27.15	209.47	198.42	407.89	1.0338	1.7395
9	660.68	1250.3	27.975	210.67	197.55	408.22	1.038	1.7381
10	680.95	1246.7	28.82	211.87	196.69	408.56	1.0422	1.7368
11	701.67	1243.1	29.685	213.07	195.82	408.89	1.0463	1.7355
12	722.86	1239.5	30.572	214.28	194.93	409.21	1.0505	1.7341
13	744.53	1235.9	31.48	215.49	194.04	409.53	1.0547	1.7328
14	766.68	1232.2	32.41	216.7	193.15	409.85	1.0589	1.7315
15	789.31	1228.6	33.362	217.92	192.24	410.16	1.063	1.7302
16	812.44	1224.9	34.337	219.14	191.33	410.47	1.0672	1.7289
17	836.07	1221.2	35.336	220.36	190.42	410.78	1.0714	1.7276
18	860.2	1217.4	36.358	221.59	189.48	411.07	1.0755	1.7263
19	884.85	1213.7	37.405	222.82	188.55	411.37	1.0797	1.725
20	910.02	1209.9	38.477	224.06	187.6	411.66	1.0838	1.7238
21	935.72	1206.1	39.575	225.3	186.64	411.94	1.088	1.7225
22	961.95	1202.3	40.698	226.54	185.68	412.22	1.0921	1.7212
23	988.72	1198.4	41.849	227.78	184.72	412.5	1.0962	1.7199
24	1016.0	1194.6	43.027	229.04	183.73	412.77	1.1004	1.7187
25	1043.9	1190.7	44.232	230.29	182.74	413.03	1.1045	1.7174
26	1072.4	1186.7	45.467	231.55	181.74	413.29	1.1086	1.7162
27	1101.4	1182.8	46.73	232.81	180.73	413.54	1.1128	1.7149
28	1130.9	1178.8	48.024	234.08	179.71	413.79	1.1169	1.7136
29	1161.1	1174.8	49.349	235.35	178.68	414.03	1.121	1.7124
30	1191.9	1170.7	50.705	236.62	177.64	414.26	1.1252	1.7111
31	1223.2	1166.7	52.093	237.9	176.59	414.49	1.1293	1.7099
32	1255.2	1162.6	53.515	239.19	175.52	414.71	1.1334	1.7086
33	1287.8	1158.4	54.971	240.48	174.45	414.93	1.1375	1.7074
34	1321.0	1154.3	56.461	241.77	173.37	415.14	1.1417	1.7061

Tabel B.1 Tabel Cair dan Uap Jenuh R22 (lanjutan)

Temp. °C	Pressure kPa	spec. Density kg/m ³		spec. Enthalpy kJ/kg			spec. Entropy kJ/kg K	
		liquid	gas	liquid	latent	gas	liquid	gas
35	1354,8	1150,1	57,988	243,07	172,27	415,34	1,1458	1,7048
36	1389,2	1145,8	59,551	244,38	171,16	415,54	1,1499	1,7036
37	1424,3	1141,6	61,152	245,69	170,03	415,72	1,1541	1,7023
38	1460,1	1137,3	62,792	247	168,91	415,91	1,1582	1,701
39	1496,5	1132,9	64,472	248,32	167,76	416,08	1,1623	1,6998
40	1533,6	1128,5	66,193	249,65	166,6	416,25	1,1665	1,6985
41	1571,3	1124,1	67,956	250,98	165,42	416,4	1,1706	1,6972
42	1609,8	1119,6	69,762	252,32	164,23	416,55	1,1747	1,6959
43	1648,9	1115,1	71,614	253,66	163,04	416,7	1,1789	1,6946
44	1688,7	1110,6	73,511	255,01	161,82	416,83	1,183	1,6933
45	1729,2	1106,0	75,457	256,36	160,59	416,95	1,1872	1,6919
46	1770,4	1101,4	77,451	257,73	159,34	417,07	1,1913	1,6906
47	1812,4	1096,7	79,496	259,1	158,08	417,18	1,1955	1,6893
48	1855,1	1091,9	81,593	260,47	156,8	417,27	1,1997	1,6879
49	1898,5	1087,1	83,745	261,85	155,51	417,36	1,2038	1,6866
50	1942,7	1082,3	85,952	263,25	154,19	417,44	1,208	1,6852
51	1987,6	1077,4	88,217	264,64	152,86	417,5	1,2122	1,6838
52	2033,3	1072,4	90,542	266,05	151,51	417,56	1,2164	1,6824
53	2079,8	1067,4	92,929	267,46	150,14	417,6	1,2206	1,681
54	2127,0	1062,3	95,381	268,89	148,74	417,63	1,2248	1,6795
55	2175,1	1057,2	97,899	270,32	147,33	417,65	1,2291	1,6781
56	2223,9	1052,0	100,49	271,76	145,9	417,66	1,2333	1,6766
57	2273,6	1046,7	103,15	273,21	144,44	417,65	1,2376	1,6751
58	2324,0	1041,3	105,88	274,66	142,97	417,63	1,2418	1,6736
59	2375,3	1035,9	108,7	276,13	141,47	417,6	1,2461	1,672
60	2427,5	1030,4	111,59	277,61	139,94	417,55	1,2504	1,6705
61	2480,5	1024,8	114,57	279,1	138,39	417,49	1,2547	1,6689
62	2534,3	1019,1	117,64	280,6	136,81	417,41	1,2591	1,6672
63	2589,1	1013,3	120,81	282,12	135,19	417,31	1,2634	1,6656
64	2644,7	1007,4	124,07	283,64	133,56	417,2	1,2678	1,6639
65	2701,2	1001,4	127,43	285,18	131,88	417,06	1,2722	1,6622
66	2758,6	995,3	130,9	286,74	130,17	416,91	1,2766	1,6604
67	2816,9	989,1	134,49	288,3	128,44	416,74	1,281	1,6586
68	2876,1	982,8	138,19	289,88	126,67	416,55	1,2855	1,6568
69	2936,3	976,3	142,02	291,48	124,85	416,33	1,29	1,6549

Tabel B.1 Tabel Cair dan Uap Jenuh R22 (lanjutan)

Temp. °C	Pressure kPa	spec. Density kg/m ³		spec. Enthalpy kJ/kg			spec. Entropy kJ/kg K	
		liquid	gas	liquid	latent	gas	liquid	gas
70	2997,4	969,7	145,99	293,1	122,99	416,09	1,2945	1,6529
71	3059,5	963,0	150,1	294,73	121,1	415,83	1,2991	1,651
72	3122,5	956,1	154,36	296,38	119,16	415,54	1,3037	1,6489
73	3186,6	949,0	158,78	298,05	117,17	415,22	1,3083	1,6468
74	3251,6	941,8	163,38	299,74	115,13	414,87	1,313	1,6446
75	3317,7	934,4	168,16	301,46	113,03	414,49	1,3177	1,6424
76	3384,8	926,7	173,14	303,2	110,88	414,08	1,3225	1,6401
77	3452,9	918,9	178,33	304,96	108,66	413,62	1,3273	1,6377
78	3522,2	910,8	183,76	306,76	106,37	413,13	1,3322	1,6352
79	3592,4	902,4	189,44	308,58	104,02	412,6	1,3372	1,6326
80	3663,8	893,7	195,4	310,44	101,57	412,01	1,3423	1,6299
81	3736,3	884,8	201,67	312,34	99,04	411,38	1,3474	1,627
82	3809,9	875,4	208,28	314,27	96,41	410,68	1,3526	1,6241
83	3884,7	865,7	215,26	316,25	93,68	409,93	1,3579	1,621
84	3960,6	855,5	222,67	318,29	90,81	409,1	1,3634	1,6177
85	4037,8	844,8	230,56	320,38	87,81	408,19	1,369	1,6142
86	4116,1	833,6	239,0	322,54	84,64	407,18	1,3747	1,6104
87	4195,7	821,6	248,09	324,77	81,3	406,07	1,3807	1,6064
88	4276,6	808,8	257,94	327,09	77,74	404,83	1,3869	1,6021
89	4358,8	795,1	268,72	329,52	73,93	403,45	1,3933	1,5974

Tabel B.2 Tabel Uap Superheated R22

Absolute Pressure kPa							Temp °C
Temp °C	1200			1300			
	(30.26°C)			(33.37°C)			
	V	H	S	V	H	S	
	(0.0196)	(414.3)	(1.711)	(0.0180)	(415.0)	(1.707)	
25	-	-	-	-	-	-	25
30	-	-	-	-	-	-	30
35	0.0202	418.6	1.725	0.0182	416.5	1.712	35
40	0.0209	422.9	1.739	0.0188	421.1	1.726	40
45	0.0216	427.2	1.752	0.0194	425.5	1.740	45
50	0.0221	431.4	1.765	0.0200	429.8	1.754	50
55	0.0226	435.6	1.778	0.0206	434.1	1.767	55
60	0.0232	439.7	1.791	0.0211	438.3	1.780	60
65	0.0238	443.8	1.803	0.0216	442.5	1.792	65
70	0.0243	447.9	1.815	0.0222	446.6	1.804	70
75	0.0248	452.0	1.827	0.0227	450.8	1.816	75
80	0.0254	456.0	1.838	0.0232	454.9	1.828	80
85	0.0259	460.0	1.850	0.0236	459.0	1.840	85
90	0.0264	464.1	1.861	0.0241	463.0	1.851	90
95	0.0269	468.1	1.872	0.0246	467.1	1.862	95
100	0.0274	472.1	1.883	0.0251	471.2	1.873	100
105	0.0279	476.2	1.893	0.0255	475.3	1.884	105
110	0.0284	480.2	1.904	0.0260	479.3	1.895	110
115	0.0288	484.3	1.915	0.0264	483.4	1.905	115
120	0.0293	488.3	1.925	0.0269	487.5	1.916	120
125	0.0298	492.4	1.935	0.0273	491.6	1.926	125
130	0.0303	496.5	1.945	0.0278	495.7	1.936	130
135	0.0307	500.6	1.955	0.0282	499.8	1.946	135
140	0.0312	504.7	1.965	0.0286	503.9	1.956	140
145	0.0317	508.8	1.975	0.0291	508.1	1.966	145
150	0.0321	512.9	1.985	0.0295	512.2	1.976	150
155	0.0326	517.0	1.995	0.0299	516.4	1.986	155
160	0.0330	521.2	2.004	0.0304	520.5	1.996	160
165	0.0335	525.4	2.014	0.0308	524.7	2.005	165
170	0.0339	529.5	2.024	0.0312	528.9	2.015	170
175	0.0344	533.7	2.033	0.0316	533.1	2.024	175

V = Volume in m³/kg

H = Enthalpy in kJ/kg

S = Entropy in kJ/kg·K

Tabel B.2 Tabel Uap Superheated R22 (Lanjutan)

Absolute Pressure kPa							
Temp °C	1400			1500			Temp °C
	(38.31°C)			(39.10°C)			
	V	H	S	V	H	S	
	(0.0167)	(415.6)	(1.703)	(0.0155)	(416.1)	(1.700)	
40	0.0171	419.1	1.714	0.0156	417.0	1.702	40
45	0.0177	423.7	1.729	0.0162	421.8	1.718	45
50	0.0183	428.2	1.743	0.0167	426.4	1.732	50
55	0.0188	432.5	1.756	0.0172	430.9	1.746	55
60	0.0193	436.9	1.769	0.0177	435.4	1.759	60
65	0.0198	441.1	1.782	0.0182	439.7	1.772	65
70	0.0203	445.3	1.795	0.0187	444.0	1.785	70
75	0.0208	449.5	1.807	0.0192	448.3	1.797	75
80	0.0213	453.7	1.819	0.0196	452.5	1.809	80
85	0.0217	457.8	1.830	0.0201	456.7	1.821	85
90	0.0222	462.0	1.842	0.0205	460.9	1.833	90
95	0.0226	466.1	1.853	0.0209	465.1	1.844	95
100	0.0231	470.2	1.864	0.0213	469.2	1.855	100
105	0.0235	474.3	1.875	0.0218	473.4	1.866	105
110	0.0239	478.4	1.886	0.0222	477.5	1.877	110
115	0.0244	482.6	1.896	0.0226	481.7	1.888	115
120	0.0248	486.7	1.907	0.0230	485.8	1.899	120
125	0.0252	490.8	1.917	0.0234	490.0	1.909	125
130	0.0256	494.9	1.928	0.0238	494.1	1.920	130
135	0.0260	499.1	1.938	0.0242	498.3	1.930	135
140	0.0265	503.2	1.948	0.0246	502.5	1.940	140
145	0.0269	507.4	1.958	0.0249	506.7	1.950	145
150	0.0273	511.5	1.968	0.0253	510.9	1.960	150
155	0.0277	515.7	1.978	0.0257	515.1	1.970	155
160	0.0281	519.9	1.987	0.0261	519.3	1.980	160
165	0.0285	524.1	1.997	0.0264	523.5	1.989	165
170	0.0289	528.3	2.007	0.0268	527.7	1.999	170
175	0.0292	532.6	2.016	0.0272	532.0	2.009	175

V = Volume in m³/kg

H = Enthalpy in kJ/kg

S = Entropy in kJ/kg·K

Tabel B.3 Nilai dari koefisien perhitungan entalpi campuran berdasarkan pasangan refrigerannya.

Coeff.	R22-DMF	R22-DMETEG	R22-DMEDEG
A_0	0.6513005E + 01	-0.3055194E + 02	0.5266711E + 02
A_1	0.1167437E + 02	0.1715593E + 02	0.6595212E + 00
A_2	0.1747752E + 02	0.3455330E + 01	-0.3899815E + 01
A_3	0.0	-0.2260165E + 01	-0.1135981E + 02
A_4	0.0	0.0	0.0
B_0	-0.1817206E + 04	0.1548290E + 00	-0.5202060E + 04
B_1	-0.4302679E + 04	-0.3501963E - 01	-0.7389477E + 03
B_2	0.9877574E + 04	-0.3732812E - 01	0.5617743E + 04
B_3	0.0	0.7183949E - 02	-0.3411698E + 04
C_0	-0.1355858E + 06	-0.1901107E - 03	0.0
C_1	0.6257979E + 06	0.7757965E - 04	0.0
C_2	-0.1435546E + 07	0.2816656E - 04	0.0
C_3	0.0	0.1405272E - 04	0.0
D_0	0.0	0.0	-0.6485405E + 01
D_1	0.0	0.0	0.1764033E + 01
D_2	0.0	0.0	-0.3557847E + 01
D_3	0.0	0.0	0.4241893E + 01
a	-1.0	1.0	-1.0
b	-2.0	2.0	0.0
TR	310:394	273:363	273:373
XR	0.2:0.7	0.2:1.0	0.14:0.85
PR	0.0:20.0	0.0:46.0	0.0:50.0
CC	0.999	0.996	0.999
%Error	2.112	1.440	2.204

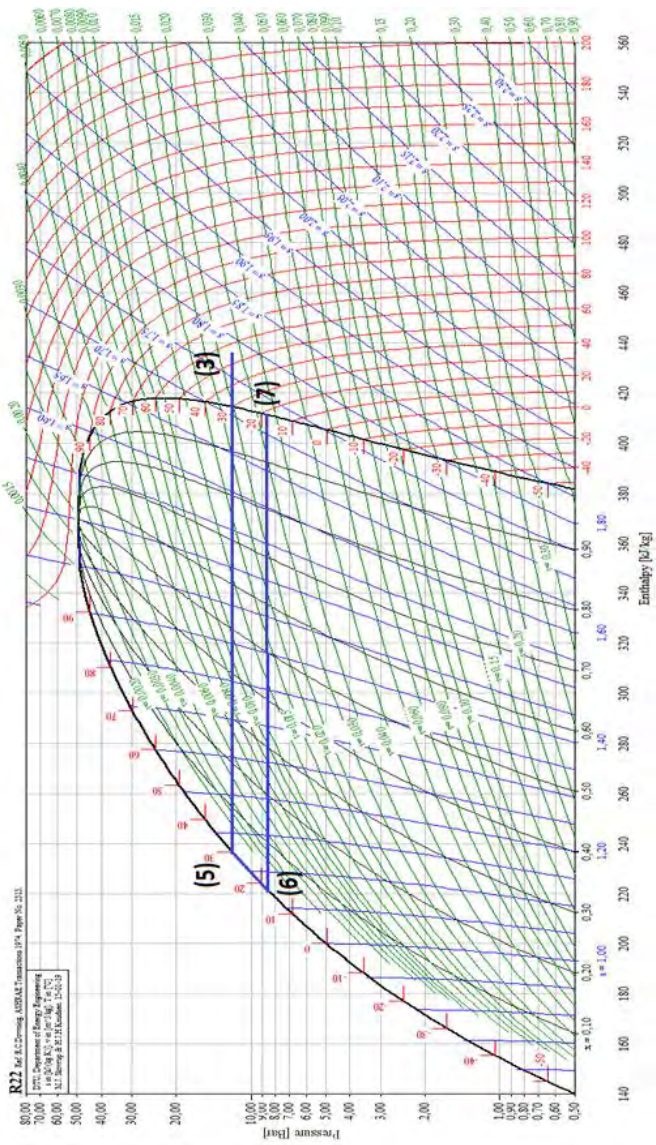
Tabel B.4 Nilai dari koefisien K_0 , K_1 , K_2 , K_3 berdasarkan pasangan refrigerannya.

Pair	K_0	K_1	K_2	K_3
R22-DMF	$B_0/T^2 + 2 \cdot C_0/T^3 - E_1/T^3 + E_2 + E_3/T$	$B_1/T^2 + 2 \cdot C_1/T^3$	$B_2/T^2 + 2 \cdot C_2/T^3$	0.0
R22-DMETEG	$-B_0 - 2 \cdot C_0/T - E_1/T^3 + E_2 + E_3/T$	$-B_1 - 2 \cdot C_1/T$	$-B_2 - 2 \cdot C_2/T$	$-B_3 - 2 \cdot C_3 \cdot T$
R22-NMP	$-B_0 + 0.0 - E_1/T^3 + E_2 + E_3/T$	$-B_1 - 3 \cdot C_1 \cdot T^2$	$-B_2 - 3 \cdot C_2 \cdot T^2$	$-3 \cdot C_3 \cdot T^2$
R22-DTRG	$-D_0/T - 2 \cdot B_0 \cdot T - E_1/T^2 + E_2 + E_3/T$	$-D_1/T - 2 \cdot B_1 \cdot T$	$-D_2/T - 2 \cdot B_2 \cdot T$	0.0
R22-DMA	$-2 \cdot B_0 \cdot T + 0.0 - E_1/T^3 + E_2 + E_3/T$	$-2 \cdot B_1 \cdot T - 3 \cdot C_1 \cdot T^2$	$-2 \cdot B_2 \cdot T - 3 \cdot C_2 \cdot T^2$	$-3 \cdot C_3 \cdot T^2$
R22-DMEDEG	$B_0/T^3 - D_0/T - E_1/T^2 + E_2 + E_3/T$	$+B_1/T^2 - D_1/T$	$+B_2/T^2 - D_2/T$	$B_3/T^2 - D_3/T$

Tabel B.5. Tekanan Uap Untuk Larutan R22 – DMF (Bar) (Agarwal, 1982)

Temperature (K)	R22 (wt%)											
	0.0	10.0	23.076	32.0	40.348	50.0	60.22	70.0	80.0	90.0	100.0	
Mole fraction R22	0.0	0.0858	0.2022	0.2845	0.3637	0.4580	0.5612	0.6635	0.7717	0.8838	1.0	
248.15		0.127	0.200	0.301	0.408	0.523	0.624	0.844	1.225	1.608	2.058	
253.15		0.155	0.230	0.423	0.519	0.610	0.768	1.108	1.556	2.009	2.509	
263.15		0.216	0.318	0.549	0.712	0.902	1.127	1.529	2.345	3.002	3.630	
273.15		0.281	0.448	0.734	0.973	1.317	1.612	2.157	3.245	4.377	5.098	
283.15		0.368	0.633	0.987	1.312	1.851	2.214	2.723	4.512	6.038	8.988	
293.15		0.480	0.775	1.342	1.544	2.424	2.947	3.244	5.894	8.003	9.346	
303.15		0.620	1.030	1.745	1.962	3.060	3.560	4.789	7.754	10.203	12.255	
313.15	0.014	0.834	1.392	2.247	2.614	3.796	4.159	5.591	9.834	12.724	15.783	
323.15	0.024	0.998	1.709	2.783	3.336	4.816	5.114	7.020	12.114			
333.15	0.039	1.187	2.154	3.416	4.260	6.026	6.461	8.295	15.403			
343.15	0.063	1.405	2.756	4.318	5.349	7.619	8.310	10.194				
353.15	0.099	1.511	3.319	5.180	6.375	8.367	9.846	11.909				
363.15	0.148	1.793	3.906	6.178	7.380	10.030	11.703	14.032				
373.15	0.209	2.033	4.395	7.309	8.893	11.780	13.760					
383.15	0.296	2.374	5.269	8.488	10.407	13.820						
393.15	0.405	2.843	5.954	9.667	12.050							

LAMPIRAN C



DAFTAR PUSTAKA

- Adiyanto, Angga Panca. 2013. **Studi Eksperimental Pengaruh Variasi Debit Fluida *Engine Oil* sebagai Heater Generator Terhadap Performasi Mesin Pendingin Difusi Absorpsi Musicool22-DMF(2013) oleh Angga Panca Adianto.** Surabaya : Tugas Akhir
- Agarwal. R. S & Bapat. S. L. 1982. **Solubility Characteristic of R22-DMF Refrigerant-Absorbent Combination.** *Colonial Chemical.* [Technical Data Sheet DMF - Colonial Chemical Solutions.](http://colonialchemicals.com/uploads/Products/DMF/DMF_Tech.pdf)
<URL: colonialchemicals.com/uploads/Products/DMF/DMF_Tech.pdf>
- Fatouh. M & Srinivasa. S Murthy. 1992. **Comparison Of R22-Absorbent Pairs For Vapour Absorption Heat Transformers Based On P-T-X-H Data.** India: Indian Institute of Technology
- Himawan, Boby. 2013. **Studi Eksperimen Variasi Laju Pendinginan Kondensor Pada Mesin Difusi Absorpsi R22-DMF.** Surabaya: Tugas Akhir Teknik Mesin FTI-ITS.
- Incopera, F. P. & Dewitt, D. P., 1996. ***Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Sixth Edition.*** New York : John Wiley and Sons inc.
- Known, N. [Material Safety Data Sheet R-22 - National Refrigerants, Inc.](http://www.refrigerants.com/msds/r22.pdf)
<URL: www.refrigerants.com/msds/r22.pdf>
- Moran, Michael, J. & Shapiro. Howard. N. 1998. **Termodinamika Teknik - Edisi Keempat.** Diterjemahkan oleh Yulianto S. Nugroho. Jakarta: Penerbit Erlangga.
- Nur Cahyadi, Aris. 2013. **STUDI EKSPERIMEN VARIASI BEBAN PENDINGINAN PADA EVAPORATOR MESIN PENDINGIN DIFUSI ABSORPSI MUSICOOL22 – DMF.** Surabaya : Tugas Akhir

Rochmadi, Grandis Fery. 2012. Peningkatan Performansi Unit Pendingin Diffusion Absorption Refrigeration (DAR) dengan Modifikasi Evaporator dan Generator.

Surabaya: Tugas Akhir Teknik Mesin FTI-ITS.

Starace. G & Pasalis. L. 2011. **An Advanced Analytical Model of The Diffusion Absorption Refrigerator Cycle.** Italy, Lecce: Department of Engineering for Innovation, University of Salento.

Wikipedia. Chlorodifluoromethane.

<URL:

<http://en.wikipedia.org/wiki/Chlorodifluoromethane>>

Wikipedia. Dimethylformamide.

<URL:en.wikipedia.org/wiki/Dimethylformamide>

Zohar, M. Jelinek, A. Levy, I. Borde. **The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance.** Applied Thermal Engineering 27 (13) (2007) 2213e2219.

RIWAYAT PENULIS



Penulis bernama lengkap Akhmad Syukri Maulana lahir pada tanggal 23 februari 1992 di pangkalpinang, Bangka Belitung adalah anak pertama dari pasangan Pitrajaya dan Nurlina. Pendidikan penulis lebih banyak dihabiskan di Pangkalpinang mulai menempuh pendidikan di SDN 5 pangkalpinang (1997-2003), SMPN 2 Pangkalpinang (2003-2006), SMAN 1 Pangkalpinang (2006-2009). Setelah tamat SMA penulis kemudian melanjutkan pendidikan ke Politeknik Manufaktur Negeri Bandung pada tahun 2009 dan mengambil Jurusan Teknik Manufaktur. Setelah lulus D3 di Politeknik Manufaktur Negeri Bandung penulis melanjutkan pendidikan di Perguruan Tinggi Negeri Institut Teknologi Sepuluh November pada tahun awal tahun 2013. Di Jurusan Teknik Mesin ITS ini penulis mengambil bidang konversi energi. Disela-sela waktu kuliah, penulis mengisi waktu luang dengan menyalurkan hobi traveling ke tempat-tempat di Indonesia untuk memperluas wawasan, turut menjaga dan melestarikan kebudayaan dan keindahan Indonesia.

RIWAYAT PENULIS



Penulis bernama lengkap Akhmad Syukri Maulana lahir pada tanggal 23 februari 1992 di pangkalpinang, Bangka Belitung adalah anak pertama dari pasangan Pitrajaya dan Nurlina. Pendidikan penulis lebih banyak dihabiskan di Pangkalpinang mulai menempuh pendidikan di SDN 5 pangkalpinang (1997-2003), SMPN 2 Pangkalpinang (2003-2006), SMAN 1 Pangkalpinang (2006-2009). Setelah tamat SMA penulis kemudian melanjutkan pendidikan ke Politeknik Manufaktur Negeri Bandung pada tahun 2009 dan mengambil Jurusan Teknik Manufaktur. Setelah lulus D3 di Politeknik Manufaktur Negeri Bandung penulis melanjutkan pendidikan di Perguruan Tinggi Negeri Institut Teknologi Sepuluh November pada tahun awal tahun 2013. Di Jurusan Teknik Mesin ITS ini penulis mengambil bidang konversi energi. Disela-sela waktu kuliah, penulis mengisi waktu luang dengan menyalurkan hobi traveling ke tempat-tempat di Indonesia untuk memperluas wawasan, turut menjaga dan melestarikan kebudayaan dan keindahan Indonesia.